

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Пермский национальный исследовательский политехнический
университет»

На правах рукописи

БЕТИНСКАЯ Оксана Андреевна

**ОРГАНИЗАЦИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В УНИВЕРСАЛЬНОЙ
КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ
УТИЛИЗАЦИИ ПОПУТНОГО
НЕФТЯНОГО ГАЗА**

05.04.12 – Турбомашины и комбинированные турбоустановки

ДИССЕРТАЦИЯ
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель — доктор
технических наук, профессор
Бульбович Роман Васильевич

Пермь – 2016

Оглавление

Введение.....	4
ГЛАВА 1 Информационно - аналитический обзор по научно-технической проблеме утилизации ПНГ	
1.1 Способы утилизации ПНГ.....	11
1.2 Существующие проблемы при сжигании ПНГ.....	15
1.3 Численное моделирование рабочего процесса в утилизационных КС.....	24
1.4 Выбор граничных условий.....	26
1.5 Модели турбулентности.....	31
1.6 Модели горения.....	38
Выводы.....	45
ГЛАВА 2 Разработка универсальной КС для утилизации нефтяных и техногенных газов	
2.1 Целесообразность разработки специальной КС для утилизации ПНГ.....	46
2.2 Анализ составов и параметров ПС при утилизации ПНГ.....	52
2.3 Утилизационная КС как подсистема ГТУ блочно-модульного типа.....	60
2.4 Определение режимных, геометрических и тепловых параметров универсальной КС для утилизации ПНГ в составе ГТУ.....	62
2.5 Концентрационные пределы горения.....	72
2.6 Выбор хромоникелевых сплавов и использование топливных присадок.....	75
2.7 Методика проектирования универсальной КС.....	79
Выводы.....	81
ГЛАВА 3 Метод численного моделирования рабочего процесса в КС для утилизации нефтяных и техногенных газов	
3.1 Математическая модель рабочего процесса.....	82
3.2 Дискретные аналоги уравнений рабочего процесса и их решение.....	85
3.3 Действительные поля скоростей и давления.....	93

3.4 Граничные условия для концентрации горючего и их численная реализация.....	96
Выводы.....	98
ГЛАВА 4 Численные и экспериментальные исследования горения нефтяных газов. Верификация численной модели. Практические рекомендации по организации рабочего процесса в КС для утилизации нефтяного газа	
4.1 Результаты численного моделирования универсальной КС.....	99
4.2 Описание экспериментальной установки и методики проведения испытаний	113
4.3 Численное исследование процессов горения ПНГ в модельной горелке	118
4.4 Экспериментальные исследования режимов горения ПНГ в модельной горелке. Верификация численной модели.....	122
4.5 Практические рекомендации по обеспечению ресурса утилизационных КС в составе ГТУ	125
Выводы	127
Заключение	128
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	130
Приложение А Компонентные составы ПНГ некоторых месторождений Пермского края	139
Приложение Б Технические параметры ГТУ мощностью 145 кВт.....	140
Приложение В Режимные и геометрические параметры универсальной КС	142
Приложение Г Параметры теплового состояния КС для сжигания ПНГ ..	145

Введение

Актуальность. На сегодняшний день особенно остро стоит вопрос утилизации попутного нефтяного газа (ПНГ), т.к. сейчас он либо выбрасывается в атмосферу, либо сжигается в горелках, не принося при этом практической пользы. Одним из наиболее рациональных вариантов утилизации влажного неподготовленного ПНГ на малодебитных месторождениях является использование газотурбинных установок (ГТУ) для получения электрической и тепловой энергии. Подобных отечественных установок не существует, поэтому нефтедобывающие компании вынуждены покупать дорогостоящие импортные установки (Capstone, Opra, Flex Energy), предназначенные для получения резервной электрической или тепловой энергии при сжигании метана, пропана или природного газа. Опыт эксплуатации подобных установок на малодебитных месторождениях при утилизации ПНГ показал, что фактический ресурс работы составляет 20 – 25 % от заявленного в паспортных данных установок (100 тыс. час., капитальный ремонт 60 тыс. час.). Дефектация, фрактографический и рентгеноспектральный анализ детали-сборочных единиц (ДСЕ) установок типа Capstone после их аварийного останова показал, что причиной выхода установки из строя явился помпаж компрессора, вызванный нестационарными режимами работы камеры, возникновением неустойчивости рабочего процесса, несоответствием ПНГ стандартным топливам (CH_4 , C_3H_8) для которых предназначены данные установки.

На некоторых крупных нефтяных месторождениях ПАО "Оренбургнефть" эксплуатируются установки DTG-1,8G OPRA электрической мощностью 1,8 МВт, в которых рабочее тело турбины образуется в результате сжигания топлива с переменным компонентным составом и различной теплотворной способностью. Однако при их эксплуатации на номинальном режиме возникают вибрации, которые являются причиной выхода из строя редуктора в составе турбокомпрессора.

ПНГ имеет различный компонентный состав в зависимости от месторождения. Более того, на одном и том же месторождении состав ПНГ является различным в разные периоды времени.

Таким образом, для утилизации разнородных по составу, забалластированных, неосушенных ПНГ необходима разработка специальной камеры сгорания (КС), высокий ресурс работы которой достигается обеспечением гарантийного запаса по устойчивости в реальных условиях эксплуатации.

В данной работе проведены исследования, направленные на разработку универсальной по коэффициенту избытка воздуха в зоне горения КС для отечественной ГТУ блочно-модульного типа мощностью 145 кВт и на этой основе даны практические рекомендации для последующих разработок высокоресурсных утилизационных КС.

Степень разработанности. В настоящее время имеется большое количество разработанных и изготовленных ГТУ различных мощностей и назначения со встроенными и выносными КС. Аналогами разрабатываемой утилизационной КС является жаровая труба КС авиационного двигателя и двухзонный газогенератор жидкостных ракетных двигателей, с горючим постоянного состава.

На сегодняшний день в технической литературе имеется огромное количество результатов по термохимическим и термодинамическим расчетам горения и концентрационных пределов горения углеводородных топлив в воздухе, однако подобные данные отсутствуют для забалластированных, разнородных по составу ПНГ.

Для выбора оптимальных параметров рабочего процесса в утилизационных КС для ПНГ и других техногенных газов могут быть использованы численные модели турбулентного течения и горения, реализованные в программных комплексах ANSYS и FlowVision. Однако для подробного исследования процессов в зоне горения требуется использование дополнительно разработанной программы.

В мировой практике отсутствуют специально разработанные и изготовленные утилизационные ГТУ для малodeбитных нефтяных месторождений.

На основе проведенных обзора и анализа проблемы утилизации ПНГ была поставлена цель работы: разработка методики проектирования утилизационной КС в составе ГТУ на малodeбитных нефтяных месторождениях и выработка рекомендаций по увеличению ресурса их работы.

Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи:

1) проведен анализ причин аварийного останова импортных энергоустановок и выработка концепции увеличения ресурса работы отечественных утилизационных установок на малodeбитных месторождениях;

2) разработана методика проектирования универсальных КС как подсистем утилизационных ГТУ, предназначенных для сжигания разнородных по составу ПНГ;

3) разработана численная модель сжигания ПНГ и ее верификация на основе полученных экспериментальных данных.

Научная новизна

1. Впервые получены теоретические параметры горения (температура, составы, пределы горения) ПНГ сложного состава различных месторождений и проведена их верификация с полученными экспериментальными данными.

2. Предложена методика проектирования универсальных КС для утилизации разнородных нефтяных и техногенных газов сложного состава.

3. Впервые получены результаты численного моделирования турбулентного течения и горения ПНГ сложного состава в объеме универсальной КС.

4. Разработаны рекомендации по организации рабочего процесса в универсальных КС ГТУ для повышения ресурса работы.

Теоретическая и практическая значимость. Результаты термохимических и термодинамических расчетов ПНГ сложного состава различных месторождений позволили выбрать оптимальные параметры рабочего процесса утилизационных КС.

Результаты численного моделирования рабочего процесса и их верификация с полученными экспериментальными данными позволили разработать рекомендации по увеличению ресурса работы утилизационных КС в процессе их эксплуатации на малодебитных месторождениях.

Разработанная экспериментальная установка позволила провести исследование параметров рабочего процесса на различных режимах горения нефтяных и других техногенных газов.

Полученные результаты использованы при разработке конструкторской документации утилизационной КС в составе ГТУ с полезной мощностью 145 кВт (договор с ПАО «Протон-ПМ»), при создании экспериментального огневого стенда в лаборатории испытаний и внедрены в учебный процесс подготовки кадров по направлению 140500.62 «Энергетическое машиностроение», реализуемый на кафедре «Ракетно-космическая техника и энергетические системы» ПНИПУ.

Основные результаты работы вошли в научно – технические отчеты по договорам на создание и передачу научно-технической продукции между ПНИПУ и ПАО «Протон-ПМ»: №2011/45 от 01.03.2011 г.; № 13313/12 от 14.05.2012; №2012/379 от 17.09.2012; №2012/380 (13257/12) от 17.09.2012. Результаты работы содержатся также в отчетах НИР по договору о предоставлении гранта № 2963гу2/2014 от 29.07.2014 г. от фонда содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере. В настоящее время ведутся научно-исследовательские работы по гранту РФФИ «Разработка энергоустановки для утилизации нефтяных газов на малодебитных месторождениях с выработкой электрической энергии» в соответствии с договором № 16-48-590072/16 от 16.04.2016г.

Методология и методы исследования. Объектом исследования являются высокоресурсные утилизационные камеры для сжигания нефтяных и других техногенных газов. Для получения геометрического облика и режимных параметров камеры использованы методики, разработанные в подразделениях ФГБОУ ВПО: Казанский национальный исследовательский технический университет им. А. Н. Туполева – КАИ; Московский национальный исследовательский технический университет – МАИ; Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана; Пермский национальный исследовательский политехнический университет - ПНИПУ.

При численном моделировании рабочего процесса использован коммерческий программный комплекс ANSYS Fluent и дополнительно разработанная программа для зоны горения.

В экспериментальных исследованиях процессов горения использовались аттестованные приборы для измерения расходов (ГОСТ Р 50193.3-92), температуры (ГОСТ Р 8.585-2001 ГСИ) и давления (ГОСТ 22520-85) и аттестованные газоанализаторы (ГОСТ 13320-81).

Положения и выводы, выносимые на защиту:

1. Анализ составов, пределов горения ПНГ и способы организации устойчивого рабочего процесса в универсальной КС.
2. Методика определения режимных, геометрических и тепловых параметров утилизационных КС как подсистем ГТУ.
3. Результаты теоретического моделирования процессов горения ПНГ и их верификация с экспериментальными данными.
4. Рекомендации по увеличению ресурса работы утилизационной КС при сжигании забалластированных, серо- и конденсатосодержащих нефтяных и других техногенных газов.

Достоверность результатов диссертационной работы обеспечивается корректностью постановки задач, использованием современных математических методов и программных комплексов для решения задач

турбулентного течения и горения в объеме утилизационной камеры, удовлетворительным соответствием полученных расчетных и экспериментальных данных, опубликованным расчетным и экспериментальным данным.

Апробация диссертационной работы. Основные результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на следующих конференциях:

- научно-техническая конференция молодых специалистов ОАО «Протон-ПМ» (Пермь, 21-22 ноября 2012);
- научно – техническая конференция «Фундаментальная наука и технологии – перспективы разработки» (Москва, 22-23 мая 2013г);
- научно-техническая конференция молодых специалистов НПО «ИСКРА» (Пермь, 25.10.2013 г.);
- XIV Всероссийская научно-техническая конференция «Аэрокосмическая техника. Высокие технологии и инновации – 2013» (Пермь, 20-21 ноября 2013 г.);
- VII Всероссийская (с международным участием) научно-техническая интернет-конференция «Энергетика. Инновационные направления в энергетике. CALS-технологии в энергетике» (Пермь, 01.11.2013 – 30.11.2013 г.);
- VIII Всероссийская (с международным участием) научно-техническая интернет – конференция «Энергетика. Инновационные направления в энергетике. CALS-технологии в энергетике» » (Пермь, 01.11.2014 – 30.11.2014 г.);

Работа отмечена дипломами:

- диплом 2 степени на открытом конкурсе молодежных инновационных проектов ПНИПУ «Большая разведка» , выдан 24 мая 2012 г.;
- диплом победителя на студенческом региональном конкурсе инновационных проектов У.М.Н.И.К., выдан 29 ноября 2012 г.;

- диплом 2 степени на научно-технической конференции молодых специалистов НПО «ИСКРА», выдан 25.10.2013 г.

По материалам диссертационной работы опубликовано 17 печатных работ, в том числе, 2 статьи (из списка ВАК РФ), 3 статьи (из списка базы данных Scopus), 1 статью (из списка Web of science).

Данная работа представлена введением, четырьмя главами, заключением и списком использованных источников из 90 наименований, содержит 146 страниц машинописного текста, включая 47 рисунков, 10 таблиц и 4 приложения.

Автор выражает глубокую благодарность всем тем, кто так или иначе способствовал работе над диссертацией и без чьего участия работа была бы невозможна. Особую благодарность автор выражает Николаю Леонидовичу Бачеву за внимание, проявленное к работе, постоянный контроль, ценные замечания и советы, а также моральную поддержку и взаимопонимание, которые создавали творческие условия для работы.

Автор выражает особую благодарность своему научному руководителю Роману Васильевичу Бульбовичу за постановку задачи и научное руководство.

ГЛАВА 1 Информационно - аналитический обзор по научно-технической проблеме утилизации ПНГ

1.1 Способы утилизации ПНГ

Перед нефтегазодобывающими предприятиями в последнее время особо остро стоит вопрос утилизации ПНГ. ПНГ представляет собой смесь газов, находящихся в нефтяных залежах в растворенном состоянии и выделяющихся из нефти при снижении давления. Основными составляющими ПНГ являются предельные углеводороды от CH_4 до C_6H_{14} . Кроме того, в ПНГ присутствуют инертные газы (N_2 , CO_2 , He), H_2S и меркаптаны. Для различных месторождений ПНГ имеет индивидуальный компонентный состав. Более того, на одном и том же месторождении состав ПНГ изменяется с течением времени. Ежегодно в России извлекается от 30 до 60 млрд. m^3 углеводородного сырья, и лишь 11-12 млрд. m^3 поступает на газоперерабатывающие заводы [1]. Оставшаяся часть списывается на технологические потери или сжигается на факельных установках. Проблема рационального использования ПНГ – комплексная: техническая, экологическая, экономическая.

При попадании в окружающую среду ПНГ и его ПС оказывают негативное воздействие на работу организма человека и имеют чреватые последствия на каждом уровне органической системы. По данным статистики известно, что территории, на которых располагается нефтеперерабатывающая промышленность, больше подвержены поражению человеческого населения. Чаще всего страдают органы дыхания, чувств и нервной системы. Губительное последствие такие газы оказывают на беременных женщин, а также на способность к зачатию в целом. Возможно развитие врожденных патологий, передающихся по наследству, развитие онкологических заболеваний. Иммунная система человека страдает в любом случае при попадании газа в организм.

Причинами низкой эффективности использования ПНГ являются: большие затраты на строительство инфраструктур по сбору, подготовке, транспортировке и переработке ПНГ; отсутствие серийно выпускаемого оборудования, способного работать с этим видом сырья; уникальность и изменчивость компонентного состава с течением времени даже на одном и том же месторождении.

Однако, в соответствии с постановлением правительства РФ №1148, вступившим в силу с 01.01.2013 г., предельно допустимое значение показателя сжигания на факельных установках и (или) рассеивания ПНГ не должно быть более 5% от общего объема добычи ПНГ. При превышении указанного показателя к нормам платы штрафов за выбросы применяется дополнительный коэффициент, имеющий значение на 2013 год равный 12, а с 2014 года – 25 [2].

Возможными способами снижения доли ПНГ, сжигаемого на факельных установках, до требуемого действующим постановлением уровня, являются следующие способы:

- переработка в сырье для нефтехимической промышленности;
- обратная закачка в пласт для интенсификации добычи;
- «газлифт» - газ закачивается в скважину;
- транспортировка газа на нефтеперерабатывающие заводы;
- закачка газа во временные подземные хранилища;
- переработка газа по GTL-технологии (метод Фишера – Тропша);
- использование в качестве топлива для работы ГТУ.

ПНГ в качестве сырья нефтехимической промышленности после должной обработки может стать основой для производства пластмасс, полимеров, высокооктанового бензина и др. Как правило, для этих целей используется метод разделения на компоненты, в результате чего выделяется отбензиненный газ, являющийся аналогом природного газа, и широкие фракции углеводов (промышленное сырье).

При обратной закачке газа в пласт он соединяется с водой, нефтью и горными породами. Возникает реакция, взаимодействующая с обменом и взаимным растворением. Вода насыщается химическими элементами – это способствует интенсификации добычи, но способствует отложению солей в оборудовании. Для таких методов обычно существует совокупность мероприятий по охране живых организмов.

При «газлифтном» способе добычи нефти ПНГ подают в качестве источника недостающей энергии с помощью компрессора или бескомпрессорным методом. Востребованность этого способа объясняется тем, что его применение позволяет отбирать значительные объемы жидкости с большой глубины на каждом этапе разработке месторождений. Такая утилизация ПНГ не требует сложного оборудования, эффективна, не дает осложнений в пластах с высокой температурой и большим газовым фактором. Недостатком является поиск источника сжатого газа, потому само сжатие займет достаточное количество времени и средств. Лучше применять этот способ для неглубоких скважин с большими перепадами давления. «Газлифт» может быть использован в процессе обустройства канатных систем.

Транспортировка газа на нефтеперерабатывающие предприятия обуславливает необходимость в наличии установок по подготовке газа; дожимных компрессорных станциях; газотранспортной системы. Однако, срок строительства газопровода для регионов, находящихся вдали от действующих инфраструктур, может превышать время ввода в эксплуатацию разрабатываемого месторождения [3].

Использование подземных хранилищ сопряжено со следующими трудностями: непостоянство физико-химического состава ПНГ; необходимость в бурении нагнетательных скважин; ограниченные объемы хранилищ; потребность в строительстве компрессорных станций; детонационные свойства газов и, как следствие, возникающие гидродинамические опасности [4].

Применение технологий GTL имеет успешный опыт использования в зарубежных странах. Причинами ее ограниченного внедрения в России являются: необходимость в получении лицензии на использование технологий производства синтетического жидкого топлива; жесткие требования к проведению химических реакций; применение приведенной технологии целесообразно для установок большой мощности; необходимость в точности расчетов запасов углеводородного сырья, так как технология подразумевает запуск производства не очередями, а сразу на полную мощность. Ошибки в расчете запасов могут привести к проблемам утилизации излишков ПНГ или к росту затрат на строительство и эксплуатацию [5, 6, 7].

Применение ПНГ в качестве топлива для работы генерирующих установок сопряжено также с рядом сложностей, поскольку для нормальной работы агрегатов требуется система очистки ПНГ от негативных примесей. В свою очередь, такие системы требуют значительных капиталовложений, поскольку имеют в своем составе дорогостоящее оборудование: дожимные установки, фильтры-сепараторы, коалесцентные фильтры, фильтры – скрубберы, фильтры тонкой и грубой очистки, адсорбционные и рефрижикторные осушители, чиллеры и т.д. Использование неочищенного углеводородного сырья приводит к значительным негативным последствиям: закупорке проходных сечений клапанов компрессорных установок; изменению характеристик масел при растворении конденсационных частиц в процессе компримирования; образованию нагара; возникновению отложений; коррозии металлов и т.д.

Однако, в соответствии со статьей 381 п.21 Налогового кодекса РФ №146-ФЗ, вступившего в силу 01.04.2014г. организации, имеющие высокую энергетическую эффективность, освобождаются от налогообложения в течение трех лет со дня постановки на учет указанного имущества. В соответствии с перечнем, приведенным в Постановлении правительства РФ №308 от 16.04.12г., к таким объектам относятся предприятия, использующие

энергетические ГТУ, работающие на ПНГ, при уровне сжигания ПНГ на факельных установках не более 4,6% [8, 9].

Поскольку в настоящее время существует ряд компаний, заявляющих, что их установки способны работать на ПНГ даже при наличии определенного процентного содержания в топливном газе сероводорода, что подразумевает несложную систему очистки углеводородного сырья, то такой способ утилизации ПНГ является наиболее целесообразным для предприятий нефтегазовой отрасли, сталкивающихся с проблемой выполнения требований постановления правительства РФ № 1148.

1.2 Существующие проблемы при сжигании ПНГ

Один из возможных вариантов применения ПНГ – сжигание его в ГТУ для производства электрической и тепловой энергии. В связи с этим важно знать отличительные особенности сжигания ПНГ в ГТУ.

Основными составляющими ПНГ являются предельные углеводороды – гомологи метана от CH_4 до C_6H_{14} . Суммарное содержание гексана (C_6H_{14}) и более тяжелых углеводородов в ПНГ, как правило, не превышает 2%, содержание пентана (C_5H_{12}) находится в пределах 4%. Кроме того, в ПНГ присутствуют инертные газы, в основном, азот и углекислый газ, содержание которых изменяется от 1 до 41%.

Четыре первых члена гомологического ряда предельных углеводородов, начиная с метана, – вещества газообразные. Сам метан является постоянным газом, сгущающимся в жидкость лишь при температуре $(-161,5)^{\circ}C$. У последующих членов ряда температура кипения последовательно возрастает. Начиная с пентана и выше, нормальные углеводороды представляют собой жидкости, причем с увеличением молекулярного веса температура кипения при переходе к следующему гомологу возрастает примерно на $25...30^{\circ}C$. Эта гомологическая разность температур кипения медленно уменьшается с увеличением молекулярного веса.

При сжигании тяжелых компонентов ПНГ выделяется и большее количество тепловой энергии. Причем, выделяемая энергия пропорциональна объему участвующего в реакции кислорода (соответственно, воздуха). С увеличением номера гомолога для предельных углеводородов объемная теплота сгорания увеличивается, а массовая – уменьшается. Это связано с тем, что увеличение плотности опережает рост массовой теплоты сгорания.

При увеличении значения низшей теплоты сгорания топлива растет значение теоретического объема воздуха, плотности и числа Воббе.

Диффузионный факел может устойчиво гореть в смеси, имеющей разный состав, но плотность теплового потока и устойчивость скорости его истечения невелики. Эти недостатки устраняются путем искусственной стабилизации горения и интенсификации смесеобразования. Происходящее при этом смещение процесса горения из диффузионной области в кинетическую сопровождается заметным повышением его чувствительности к избытку воздуха. Классический способ выхода из этого положения – разделение воздуха на первичный и вторичный. Температура в КС ГТУ ограничивается, с одной стороны, жаропрочностью и жаростойкостью материалов, а с другой – уровнем выбросов NO_x . Для поддержания уровня температуры ПС воздух для горения подается с большим избытком. Температура воздуха на входе в КС зависит от степени повышения давления в компрессоре и составляет 180...260°C при степени сжатия 4...8, а скорость потока достигает 150 м/с. Ни один вид органического топлива при таких условиях (скорости, температуре и избытке воздуха) качественно гореть не может. Поэтому в КС выделяется зона горения, в которую поступает первичный воздух, и зона разбавления высокотемпературных ПС вторичным воздухом.

Стабильное горение движущейся топливовоздушной смеси возможно при равенстве скоростей потока и распространения пламени. Для обеспечения данного условия применяются различные методы турбулизации

потока в зоне горения, одним из которых является внедрение газовых струй под углом к потоку воздуха.

Изменение теплотворной способности топливного газа в результате изменения его состава влияет на содержание вредных веществ, производительность и стабильность горения в ГТУ. Изменение состава газа, связанное с появлением тяжелых фракций, может привести к появлению вибрационного горения, которое ведет к разрушению элементов конструкции ГТУ. Особенно чувствительными в этом плане являются современные энергетические ГТУ с «сухими» малоэмиссионными горелками.

Одним из основных критериев взаимозаменяемости газообразных видов топлива является число Воббе, которое рассчитывается по формуле

$$W = \frac{Q_H}{\left(\frac{\rho_{nc}^{н.у.}}{\rho_{ок}^{н.у.}} \right)^{0,5}},$$

где Q_H – объемная низшая теплота сгорания газа, МДж/м³; $\rho_{nc}^{н.у.}$ и $\rho_{ок}^{н.у.}$ – плотность топливного газа и атмосферного воздуха, соответственно, при нормальных условиях.

Следует отметить, что число Воббе в данном виде учитывает изменение теплоты сгорания газа и плотности при изменении состава газа, сгорающего при атмосферных условиях, то есть близких к нормальным (0°C) или стандартным (15°C) условиям. Поэтому оно хорошо зарекомендовало себя в качестве критерия взаимозаменяемости газообразного топлива для устройств, работающих при давлениях и температурах близких к атмосферным, таких как бытовые газовые подогревательные устройства и котельные установки. Число Воббе позволяет учитывать одновременно изменение состава газа и перепад давления на горелочном устройстве.

Давление газа перед КС определяется степенью повышения давления воздуха в установке. Это давление существенно влияет на качество смешения газа с воздухом в КС. Так, в современных малотоксичных камерах для снижения выбросов NO_x и CO должно обеспечиваться более интенсивное

смешивание топливного газа с воздухом по сравнению со стандартными горелочными устройствами. Для этого необходим подвод газа с более высоким давлением, чтобы смешение компонентов в КС происходило с более высокой скоростью.

Одним из важнейших параметров, определяющих эффективную работу КС ГТУ, является динамический напор (динамическое давление) газовых струй.

При увеличении калорийности и числа Воббе газа при прочих равных условиях (энергия, давление и температура подводимого газа) величина динамического напора газовых струй уменьшается, и наоборот.

Учитывая вышеизложенное, можно предположить, что при изменении состава топливного газа подобие развития газовых струй в поперечном потоке воздуха будет соблюдаться при сохранении равенства динамических напоров струй исходного и измененного состава.

Поскольку динамический напор газовых струй зависит не только от состава газа, но и от его параметров, имеет смысл определять число Воббе для ГТУ не при атмосферных условиях, а при параметрах газа, определяемых на входе в КС. Число Воббе, определенное для газа в реальных условиях, можно назвать актуальным числом. Актуальное число Воббе определяется из выражения

$$W = \frac{Q_H}{\left(\frac{\rho_{nc}^{ex}}{\rho_{ок}^{н.у.}} \right)^{0,5}},$$

где Q_H – объемная низшая теплота сгорания, МДж/м³; ρ_{nc}^{ex} – плотность газа на входе в ГТУ, $\rho_{ок}^{н.у.}$ – плотность воздуха при нормальных условиях.

При использовании газа с числом Воббе, отличающимся от исходного, можно сохранить постоянной величину динамического напора газовых струй в КС с неизменяемой геометрией, изменив уровень давления и/или температуры газа перед КС так, чтобы актуальное число Воббе оставалось постоянным.

С этой целью в случае поступления в ГТУ более калорийного газа можно уменьшить его давление или увеличить температуру газа перед КС, или сделать и то и другое одновременно. В случае поступления менее калорийного газа можно увеличить давление газа или уменьшить его температуру перед КС (или сделать и то и другое одновременно). Эти мероприятия можно осуществить без останова ГТУ, что позволяет избежать простоя.

В современных ГТУ с «сухими» низкоэмиссионными КС для организации смешения газа с воздухом часто используется внедрение газовых струй под углом 90° к основному потоку. Это способствует получению однородной смеси газа с воздухом на минимальном расстоянии от места ввода газовых струй, что позволяет сделать КС более компактной. Желательно, чтобы глубина проникновения струй вторичного воздуха доходила, как минимум, до центра жаровой трубы (ЖТ), где происходит основной процесс горения и обычно наблюдается максимальная температура газов.

В 1970-80-х годах в нашей стране и за рубежом было проведено большое количество экспериментальных исследований по аэродинамическому взаимодействию струй с поперечным потоком. Одним из наиболее важных вопросов при этом был выбор параметра, определяющего развитие такой струи в поперечном потоке.

Рядом исследователей было доказано, что определяющим безразмерным параметром, характеризующим данный вид течения, является параметр q , равный отношению динамических напоров струй и основного потока. Так, в работе [10] автор показал, что определяющим является гидродинамический параметр

$$q = \frac{\rho_{ок} W_{ок}^2}{\rho_{нс} W_{нс}^2}$$

где ρ_{nc} и $\rho_{ок}$ – плотность газов струи и поперечного потока соответственно;
 $W_{ок}$ и W_{nc} – скорость истечения струи и поперечного потока.

На основе данного параметра удалось обобщить экспериментальные данные по траектории одиночной струи в поперечном сносящем потоке воздуха.

При развитии системы струй в поперечном потоке наряду с q важным параметром является относительный шаг между струями. Методика расчета газовых горелок, приведенная в [11], была построена на использовании понятия дальнобойности струй H и диаметра струй d_0 . При этом

$$\frac{H}{d_0} = k_\beta \cdot k_s \cdot \left(\frac{W_{nc}}{W_{ок}} \right) \cdot \left(\frac{\rho_{nc}}{\rho_{ок}} \right)^{0,5}$$

где k_β – коэффициент, учитывающий угол выхода газовых струй к воздушному потоку; k_s – коэффициент, учитывающий влияние расстояния между осями газовых струй; ρ_{nc} и W_{nc} – плотность и скорость, соответственно, в устье газовой струи; $\rho_{ок}$ и $W_{ок}$ – плотность и скорость воздушного потока.

При перпендикулярном вводе газовых струй в поток воздуха коэффициент $k_\beta = 1$. Комплекс $\left(\frac{W_{nc}}{W_{ок}} \right) \cdot \left(\frac{\rho_{nc}}{\rho_{ок}} \right)^{0,5} = q^{0,5}$ т.е. относительная дальнобойность струй пропорциональна $q^{0,5}$. В [12] отмечается, что при фиксированной геометрии смесительного устройства определяющим параметром, с точки зрения равномерности заполнения камеры смешения, является параметр $q^{0,5}$.

В [13] определялись оптимальные геометрические и режимные параметры смесительного устройства, использующего внедрение однорядной системы струй в ограниченный поперечный поток. Было доказано, что при фиксированных значениях плотности и массового расхода смешиваемых газов существует связь между геометрическими параметрами и оптимальным значением параметра q . При его отклонении от оптимального значения (как в

сторону увеличения, так и уменьшения) качество смешения топливного газа с воздухом ухудшается.

В [14] для устойчивости рабочего процесса и качественного перемешивания предлагается диапазон $q=20\ldots30$.

В [15] глубину проникновения вторичного воздуха в поток ПС предлагается определять по эмпирической формуле

$$\frac{H}{d_0} = \left(0,3 + 0,415 \cdot \frac{W_{ок}}{W_{нс}} \right) \cdot \left(\frac{L'}{d_0} \right)^{0,65}$$

где L' – длина на которой глубина проникновения струи равна H , м; W_0 – скорость струи в отверстии, м/с; $W_{нс}$ – скорость потока газов в ЖТ, м/с.

В качестве топливного газа для ГТУ должен использоваться только чистый сухой газ. Твердые примеси обычно удаляются путем применения фильтрации и сепарации. Более сложным является удаление жидких фракций, таких как вода и жидкие углеводороды. В случае накопления в трубах, подводящих газ, даже ничтожно малого количества конденсата возможны повреждения ГТУ. Поэтому исключительно важным является тщательное отслеживание качества газа и предотвращение образования в нем жидкой фракции.

Жидкие фракции могут формироваться из конденсируемых высших углеводородов, содержащихся в топливном газе, а также из влаги водяных паров. Для того чтобы исключить образование жидких фракций в топливной системе ГТУ, необходимо определить температуру точки росы как по углеводородам, так и по воде. Она связана с формированием первой капли углеводородов или воды, соответственно, при снижении температуры газа при заданном давлении.

Температура точки росы по углеводородам зависит от концентрации тяжелых углеводородов и давления топливного газа. Чем выше содержание высших углеводородов в топливном газе, тем выше температура точки росы. Зависимость от давления имеет более сложный характер. Как правило, температура точки росы имеет максимальное значение в диапазоне давлений

от 20 до 40 атм, то есть давления в КС, характерного для большинства современных ГТУ.

Температура точки росы по воде зависит от концентрации водяных паров в топливном газе и давления газа и, незначительно, – от состава газа. Вода может соединяться с метаном и другими углеводородами в форме гидратов, которые могут образовывать гидратные пробки в топливной системе. Температура образования гидратов бывает как выше, так и ниже температуры точки росы по углеводородам.

Жидкие углеводороды могут конденсироваться и накапливаться в «низких точках» топливной системы в течение длительного времени. При увеличении расхода газа в трубопроводе после сниженной нагрузки или остановки возможно попадание жидкости в КС. Это может привести к неконтролируемому подводу тепла, самовозгоранию и распространению пламени вверх по потоку, называемому «обратное зажигание». Вынос жидких углеводородов в газовую турбину может вызвать повреждение элементов горячего тракта.

Температура самовозгорания (без источника воспламенения) для данных жидких фракций 204...288°C. Контакт с воздухом на выходе из компрессора ГТУ с температурой выше данной приведет к мгновенному воспламенению капель жидкости, вызывая в некоторых случаях преждевременное воспламенение топливовоздушной смеси.

Для определения температуры точки росы по углеводородам можно применять расчетный метод с использованием представительной пробы газа и расширенный анализ содержания углеводородов или непосредственные замеры температуры точки росы. Небольшие количества тяжелых углеводородов выше гексана существенно повышают температуру точки росы. Применение стандартного анализа может привести к искусственному занижению температуры точки росы. Следует проводить анализ состава газа с точностью до одной миллионной части (1 ppm). Если возможно значительное изменение состава газа, то необходимо использовать поточные

приборы, позволяющие определять и проводить мониторинг теплотворной способности в режиме реального времени. Применение автоматического мониторинга точки росы углеводородов исключает неопределенность, связанную с отбором образцов и проведением анализа состава газа, появляется возможность автоматической корректировки температуры газа при изменениях точки росы в результате изменения состава газа. Кроме того, устраняется избыточный подвод тепла для перегрева газа, приводящий к возможному снижению общего КПД установки. В современных малоэмиссионных КС используется предварительное смешение топливного газа и воздуха для образования однородной обедненной топливовоздушной смеси и минимизации образования оксидов азота в КС. Поскольку в ГТУ с малоэмиссионными КС потенциальные повреждения тракта горячего газа в результате образования конденсата в топливном газе могут быть очень существенными, системы подготовки топлива должны быть спроектированы так, чтобы исключать такие повреждения при любых эксплуатационных условиях.

Оборудование для подготовки газа должно располагаться как можно ближе к газовой турбине. Поскольку жидкие углеводороды могут конденсироваться в газопроводе после подогревателя газа, то чем короче расстояние до ГТУ, тем меньше объем образующегося в газопроводе конденсата.

При использовании дожимных компрессорных установок для компримирования топливного газа обычно к газовому потоку добавляется достаточный объем тепла, чтобы обеспечить необходимый перегрев газа – до температуры, существенно превышающей температуру точки росы топливного газа.

Для определения чувствительности ГТУ к изменениям состава, давления, температуры и массового расхода газа должно быть проведено моделирование рабочего процесса в КС с целью определения границ устойчивого режима работы.

1.3 Численное моделирование рабочего процесса в утилизационных КС

Разработка ресурсосберегающих технологий сжигания топлив, повышение требований к надежности конструкций и увеличению их ресурса, снижение выбросов вредных и загрязняющих соединений в ПС, получение оптимальных показателей рабочих процессов, повышение степени их завершенности приводит к необходимости теоретического анализа процессов, связанных с преобразованием энергии топлива в КС тепловых двигателей (ТД) и энергоустановок (ЭУ).

Эффективным методом исследования рабочего процесса в КС является численное моделирование. Модели рабочих процессов широко используются для интерпретации измерений, оценки новых идей, исследования работоспособности двигателей и энергоустановок в области экстремальных режимных параметров, расширения представлений о протекании процессов, поиска новых и совершенствования известных способов организации горения с целью достижения максимальных энергетических показателей при снижении вредных выбросов в окружающую среду.

Проектирование и доводка КС – сложный процесс, который включает в себя большой объем конструкторской и экспериментальной работы. Применение методов вычислительной газовой динамики позволяет выбрать схему организации процесса малоэмиссионного горения, снизить объем экспериментальных работ по доводке КС и внести изменения в конструкцию КС на ранних стадиях проектирования.

Этапами математического моделирования являются: разработка физической схемы процессов; создание математической модели и алгоритма решения задачи; программная реализация. Уровень детализации основных составляющих рабочего процесса определяет возможность их адекватного математического описания в виде систем уравнений. Большинство задач, связанных с прогнозированием параметров рабочих процессов в КС ТД и ЭУ, не имеют аналитических решений. Поэтому эффективность математических

моделей также обусловлена численными методами, применяемыми для решения задач [16, 17, 18, 19].

Важным элементом этапа программной реализации алгоритма решения является тестирование программ на всех стадиях их разработки и верификация результатов численного счета с опубликованными или специально полученными экспериментальными данными.

Любая математическая модель сложных реагирующих течений содержит ряд параметров, которые определяются заранее, например, термодинамические и теплофизические свойства компонентов рабочего тела, константы скоростей химических реакций, свойства переноса и т.п. [20].

При моделировании сложных рабочих процессов в КС ТД и ЭУ обычно используются три типа моделей [21]:

- законы сохранения массы, энергии и импульса;
- константы химических реакций, коэффициенты переноса и параметры уравнения состояния рабочего тела;
- экспериментальные данные и обобщающие зависимости (эмпирические модели).

Основную сложность при моделировании реагирующих систем представляет расчет состава и свойств ПС. В зависимости от уровня температур и давлений, характерного времени протекания процессов изменение параметров реагирующей смеси может приниматься происходящим в соответствии с принципами химического равновесия или законами химической кинетики [22].

Следует отметить, что основой моделирования газофазных реагирующих течений является общепринятая система нестационарных уравнений в частных производных, отражающих законы сохранения массы, импульса и энергии.

Доступные в настоящее время математические модели горения не могут предоставить возможность для выполнения комплексного расчета основных характеристик проектируемой КС. Применение численных

методов исследования рабочего процесса при проектировании универсальной КС позволяет прогнозировать следующие параметры: пределы стабилизации пламени в гомогенной и диффузионной зонах горения, полноту сгорания топлива, уровень эмиссии загрязняющих веществ, поля течения, давления, температуры, коэффициента избытка окислителя, концентраций окислителя, горючего и ПС по объему КС при сжигании гомогенных и гетерогенных газо-воздушных смесей с различными схемами подвода окислителя и горючего.

Таким образом, разработка методологии математического моделирования физико-химических процессов и ее применение для анализа технологий горения являются актуальными задачами, имеющими важное научное и практическое значение.

1.4 Выбор граничных условий

В зависимости от физических особенностей системы граничные условия различаются очень сильно.

Поскольку граничные условия обычно разрабатываются для конкретных задач, то литература, посвященная границам расчетной области, относительно бедна по сравнению с библиографией по численным методам, применяемым для расчета внутренней области. Методы постановки граничных условий в конечно-разностных задачах обсуждаются в работах [23, 24] и обзорной статье [25]. Общие проблемы постановки граничных условий рассматриваются в работе [26]. Также могут оказаться весьма полезными вводная статья [27] и труды симпозиума по процедурам для численных граничных условий [28], где собраны и изложены некоторые работы по граничным условиям в вычислительной гидродинамике.

Имеется несколько способов реализации граничных условий в численных моделях.

1. *Разложение непрерывных гидродинамических переменных в линейную комбинацию по некоторым функциям, в каждую из которых*

встроены граничные условия, так что любая такая комбинация автоматически удовлетворяет граничным условиям. Хотя разложения в ряды используются во многих методах, такой подход не может применяться систематически для большинства задач или для большинства процедур численного нахождения решений.

2. *Разработка специальных конечно-разностных формул для граничных ячеек.* Подобные выражения соответствуют формулам, применяемым во внутренней части сетки, и используют дополнительные соотношения для представления сеточных переменных вне расчетной области.

3. *Разработка способов экстраполяции изнутри расчетной области во внешние к расчетной области ячейки.* При такой экстраполяции расчетная сетка продолжается на конечное расстояние за пределы границы. Граничные ячейки затем рассчитываются так же, как и внутренние; при этом формулы, аналогичные используемым в предыдущем методе, могут применяться к нахождению величин во внешних ячейках.

4. *Разработка аналитических зависимостей для граничных переменных.* Здесь основой является использование информации о поведении системы при удалении на бесконечность.

Из этих методов легче всего реализовать применение внешних граничных ячеек. На рисунке 1.4.1 показана двумерная однородная сетка с границей расчетной области, очерченной утолщенными прямыми. Сетка имеет $(i_k + 1)$ ячеек по направлению x и $(j_k + 1)$ ячеек по направлению y . Ряд ячеек, изображенных штриховыми линиями и окружающих расчетную сетку, называются внешними граничными ячейками или фиктивными ячейками. Задавая подходящие значения переменных в этих ячейках, можно добиться, чтобы элементы жидкости внутри области удовлетворяли внешним граничным условиям таким образом, как если бы внешней границы не было вовсе. Когда значения переменных, задаваемые в фиктивных ячейках, хранятся в памяти в тех же массивах, как и переменные во внутренних

ячейках, расчеты могут проводиться на всей сетке по одной и той же системе конечно-разностных уравнений.

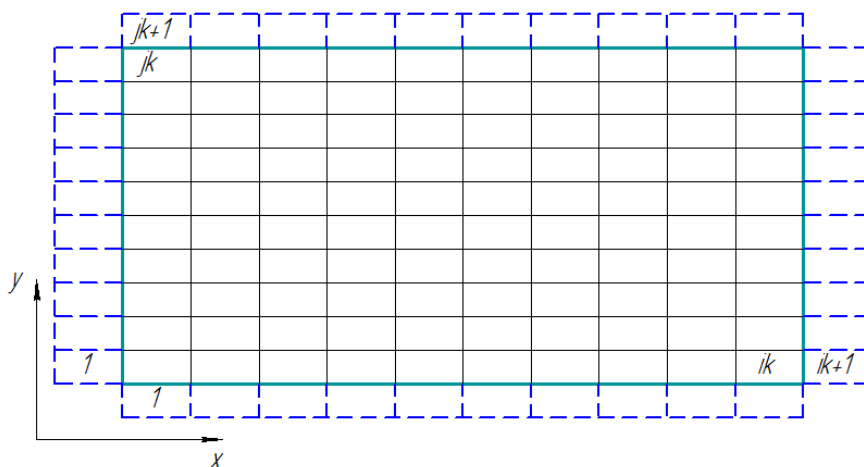


Рис. 1.4.1 – Двумерная расчетная область с рядом фиктивных ячеек

Применение специальных конечно-разностных формул вблизи границ или фиктивных ячеек для задания граничных значений часто является делом предпочтения. Обычно возможно задать значения в фиктивных ячейках таким образом, что это будет эквивалентно применению специальных формул на границах. Верно и обратное, т.е. специальные формулы могут быть написаны так, чтобы включать значения в фиктивных ячейках. Какой из этих подходов использовать определяется принятой численной моделью, сложностью задачи, объемом оперативной памяти компьютера, спецификой применяемых численных алгоритмов и личным вкусом исследователя [21].

На рисунке 1.4.2 показана правая граница и несколько прилегающих к ней ячеек для двух одномерных сеток. Граница сетки заштрихована и обозначает твердую стенку или поверхность, на которой происходит зеркальное отображение системы. Несколько фиктивных ячеек показаны за пределами границы. На верхнем рисунке изображена граница симметрии, проходящая по внешней поверхности последней внутренней ячейки. В таком случае граница называется ячейечно-поверхностной границей. На нижнем рисунке показан случай ячейечно-центральной границы, в котором плоскость симметрии проходит через центр последней внутренней ячейки.

Аналогичные структуры можно было бы представить для левой границы области и нескольких первых внутренних ячеек сетки.

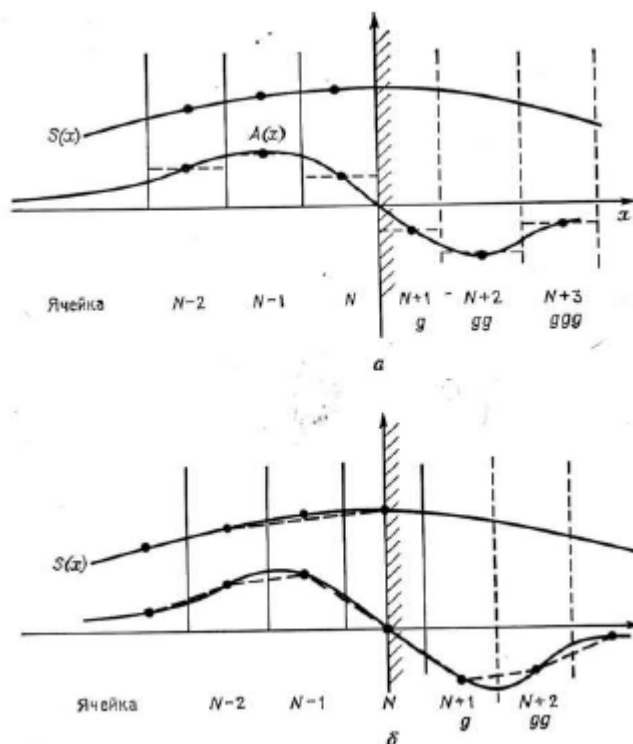


Рис. 1.4.2 – Различные представления граничных условий

В данной работе использовались ячейечно-поверхностные границы. Значения переменных в фиктивных ячейках рассчитывались с помощью линейной интерполяции между фиктивными и соседними внутренними ячейками таким образом, чтобы обеспечить необходимое граничное условие.

В последнее время для моделирования внутрикамерных процессов широко используются коммерческие программные комплексы типа ANSYS, Flow Vision и т.д. Рассмотрим стандартные граничные условия, применяемые в готовых программных продуктах.

На входе в расчетную область по усмотрению пользователя могут быть заданы следующие граничные условия [29]:

- скорость или статическое (общее) давление;
- массовый расход;
- статическая (полная) температура;
- интенсивность турбулентности или значения параметров турбулентности.

На выходе из расчетной области (свободная граница в нашем случае) могут быть заданы следующие граничные условия:

- скорость или относительное (абсолютное) статическое давление;
- радиальный или азимутальный профиль давления;
- массовый расход;
- критерии подобия;
- для скаляров (температура, концентрации, параметры турбулентности и т.д.) накладывается постоянное значение градиента (обычно ненулевое).

На твердой стенке могут быть заданы следующие граничные условия:

- условие непроникаемости;
- условия прилипания или скольжения (нулевое касательное напряжение);
- величина теплового потока;
- температура стенки со стороны газа;
- коэффициент теплообмена.

На оси симметрии могут быть заданы следующие граничные условия:

- нулевая нормальная составляющая скорости;
- нулевые касательные напряжения;
- для скаляров (температура, концентрации, давления, параметры турбулентности и т.д.) накладывается нулевое значение градиента.

В отверстиях (в составе смесительной головки или боковой стенки) могут быть заданы следующие граничные условия:

- скорость;
- статическое давление либо перепад давления;
- температура.

Ниже перечислены допустимые конфигурации граничных условий, часто используемые в готовых программных продуктах:

- наиболее надежный метод: скорость или массовый расход на входе и статическое давление на выходе;

- надежный метод: полное давление на входе и массовый расход на выходе;
- менее надежный метод: полное давление на входе и статическое давление на выходе;
- очень ненадежный метод: статическое давление на входе и статическое давление на выходе;
- недопустимый метод: на выходе не может быть указано полное давление.

Для отражения реальных процессов, соответствующих условиям работы КС, применение предусмотренных стандартных граничных условий становится недостаточным, поскольку они не позволяют учесть всех особенностей реальных рабочих процессов. В качестве недостатков блока граничных условий готовых программных продуктов можно указать, что в отверстиях входного сечения (форсуночный блок) и боковой стенки не указываются значения или градиенты концентраций компонентов.

Следовательно, для исследования рабочих режимов и процессов в большей степени соответствующих реальным условиям эксплуатации требуется создание дополнительной программы. Решению вышеперечисленных вопросов посвящена глава 3 данной работы.

1.5 Модели турбулентности

Турбулентность состоит из колебаний поля потока во времени и пространстве. Это сложный процесс, в основном, потому что турбулентность является трехмерной, нестационарной и состоит из множества вихрей. Это может оказать существенное влияние на характеристики потока и горения. Турбулентность возникает, когда силы инерции в жидкости становятся значимыми по сравнению с вязкими силами, и характеризуется высоким числом Рейнольдса.

Численное моделирование турбулентного течения можно разделить на три категории: прямое численное моделирование (*DNS* - direct numerical

simulation), моделирование крупномасштабных вихрей (*LES* - large eddy simulation) и осредненные по Рейнольдсу или Фавору стационарные (*SRANS* - Steady Reynolds-averaged Navier-Stokes) и нестационарные (*URANS* - Unsteady Reynolds-averaged Navier-Stokes) уравнения Навье-Стокса.

На рисунке 1.5.1 представлены зависимости результатов [30], позволяющие провести качественное сравнение решений, получаемых на разных моделях.

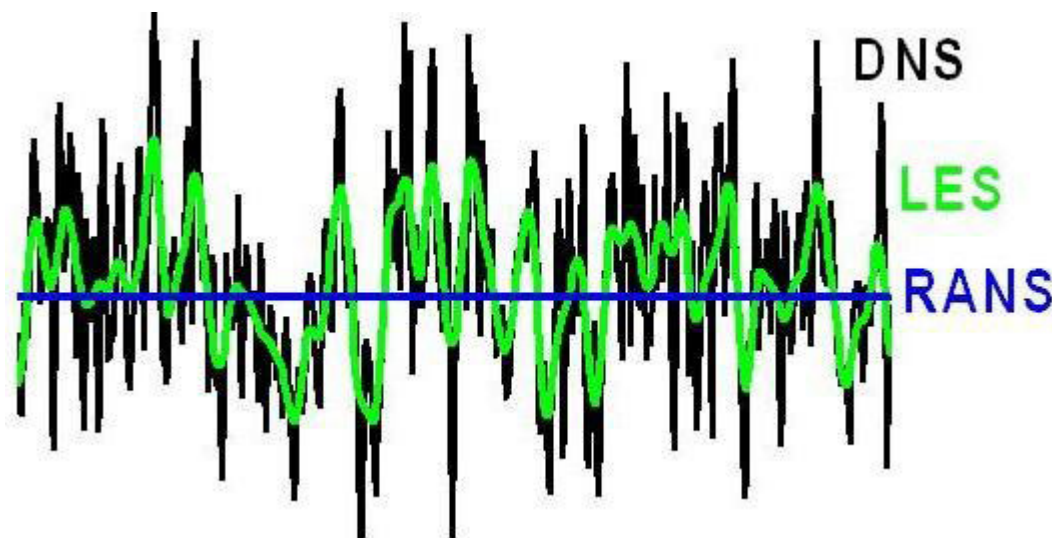


Рисунок 1.5.1 – Качественное сравнение результатов, получаемых с использованием разных моделей

Модель турбулентности DNS применяется для описания турбулентных течений с низкими значениями числа Рейнольдса в КС простой геометрии, как с предварительным смешением топлива и воздуха, так и без него [30, 31, 32]. Основное применение модели турбулентности *DNS* – фундаментальные исследования турбулентного течения и его взаимодействия с пламенем. В этой модели не используются дополнительные уравнения. Нестационарные уравнения Навье — Стокса решаются с очень мелким шагом по времени, на мелкой пространственной сетке, что требует значительных вычислительных мощностей. Из-за громадного объёма информации, получаемой при таком моделировании, ценность представляют получаемые средние значения, с которыми могут сравниваться другие модели. Метод используют для оценки применимости других, упрощенных, моделей турбулентности.

В инженерной практике обычно применяется модель турбулентности *RANS*, требующая умеренных компьютерных ресурсов. Принцип модели заключается в замене случайно изменяющихся характеристик потока (скорость, давление, плотность) суммами осредненных и пульсационных составляющих.

В подмодели *SRANS* подразумевается осреднение характеристик течения на достаточно большом интервале времени. Для этой модели можно записать:

$$u_j = \bar{u}_j + u_j', \quad c_j = \bar{c}_j + c_j',$$

где $(u_j, j = x, y, z)$ - компоненты вектора скорости потока; c_j - скалярная характеристика потока;

$$\bar{u}_j = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T u_j(t) dt, \quad \bar{c}_j = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T c_j(t) dt.$$

Среднее значение не зависит от времени, т. е. описывает стационарное течение.

Для подмодели *URANS*, которую используют для воспроизведения крупномасштабных периодических пульсаций течения, справедлива запись:

$$\bar{u}_j(t) = \frac{1}{T} \int_0^T u_j(t') dt'.$$

В данном случае период интегрирования конечен, но к нему предъявляются следующие требования:

- он должен намного превышать максимальный период турбулентных пульсаций;
- он должен быть намного меньше характерного времени, связанного с крупномасштабной нестационарностью. Такая нестационарность может быть обусловлена меняющимся во времени внешним воздействием (движение корабельного винта, поршня в цилиндре двигателя и т.п.), или крупномасштабными упорядоченными вихревыми структурами (обтекание цилиндра и т.п.).

В модели турбулентности *RANS* эффект турбулентных возмущений описан тензором напряжений Рейнольдса и служит для замыкания системы

уравнений движения и неразрывности Навье-Стокса. Для моделирования тензора напряжений Рейнольдса разработано множество моделей, от простой алгебраической до моделей $k-\varepsilon$, используемых для замыкания системы уравнений. Модель турбулентности RANS хорошо описывает осредненные по времени турбулентные течения, однако законность ее применения для нестационарных турбулентных течений, особенно в таких сложных случаях, как закрученные потоки с рециркуляцией, должна быть проверена [33]. Брукес и др. [34], Чжу и др. [35, 36, 37] в своих работах продемонстрировали правомерность использования модели турбулентности RANS, которая хорошо описывала нестационарное турбулентное течение в КС при определенных условиях, и позволила получить хорошую сходимость с результатами экспериментальных данных. Брюстер и др. [38] составили обзор по использованию модели турбулентности RANS для численного моделирования процессов, протекающих в КС стационарных ГТУ.

Модель турбулентности LES используют для расчета течений, в которых основной вклад в энергию турбулентности вносят крупные вихри, обладающие большой массой и импульсом. Идея метода заключается в том, что большие масштабы турбулентности рассчитываются явно, а эффекты более мелких вихрей моделируются с использованием правил подсеточного замыкания. Данная модель особенно привлекательна для расчетов КС ГТД, в которых течение сильно нестационарно, а турбулентность доминирует. Уравнения сохранения для моделирования крупных вихрей получают фильтрованием мгновенных уравнений сохранения. Метод основан на двух предположениях. Первое состоит в возможности разделения поля скорости на движение крупных и мелких вихрей. Крупные (энергонесущие) вихри пространственно анизотропны, их форма и размер зависят от условий образования, размеров и формы области течения. Характерный размер крупных вихрей близок к характерному размеру тела, за которым развивается турбулентность.

Время жизни крупных вихрей сопоставимо с характерным временем осредненного течения L/V , где L - характерная длина, V - средняя скорость течения. Крупные вихри переносятся осредненным потоком, они упорядочены (когерентны) и не находятся в равновесии с осредненным течением, т.е. скорость их генерации не равна скорости их распада в данной точке пространства [39]. В турбулентном потоке крупные вихри распадаются на более мелкие в результате многоэтапного каскадного процесса. Мелкие вихри полностью неупорядочены, хаотичны, пространственно изотропны (рисунок 1.5.2). Их время жизни мало по сравнению с характерным временем осредненного течения. Мелкие вихри безынерционно подстраиваются под изменения осредненного течения, в результате чего скорость их генерации равна скорости распада. Таким образом, они находятся в локальном равновесии с осредненным течением.

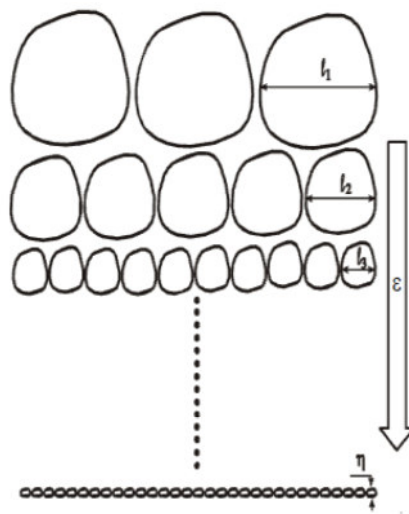


Рисунок 1.5.2 – Каскадный перенос энергии

Второе предположение состоит в возможности аппроксимации нелинейных взаимодействий между крупными и мелкими вихрями только по крупным вихрям с использованием подсеточных моделей (subgrid scale - SGS). Таким образом, мелкомасштабное движение исключается из исходных уравнений Навье - Стокса с применением операции фильтрации и моделируется с использованием SGS. Наиболее популярные и часто используемые фильтрационные функции - Гаусса, Фурье, цилиндрическая.

При расчетах с использованием метода конечных объемов (МКО) фильтрация осуществляется естественным образом в результате интегрирования дифференциальных уравнений, представляющих законы сохранения, по конечным объемам. Среди применяемых SGS моделей можно выделить вязкие вихревые модели, основанные на гипотезе Буссинеска. В этом классе используются модели Смагоринского [40, 41] и вариант с учетом сжимаемости Erlebacher [42].

Модель турбулентности LES рассматривается как средство следующего поколения, тогда как RANS остается главным рабочим средством.

На результаты численных решений, получаемых методами RANS и LES, изменения (уменьшения) шага по пространству и времени влияют принципиально разным образом.

В методе RANS численное решение зависит от пространственной сетки и шага по времени. Последовательное уменьшение ячеек пространственной сетки и шагов по времени в принципе позволяет получить сеточно-независимое (точное) решение уравнений. На практике такое решение оказывается трудно достижимым. В связи с этим важно оценить ожидаемое отклонение полученного численного решения от сеточно-независимого предела. Такая оценка погрешности численного расчёта аналогична погрешности натурного эксперимента. Уменьшение размеров ячеек сетки и шага по времени приводит к уточнению решения осреднённых уравнений, но не означает расширения спектра разрешённых пространственных и временных флуктуаций.

Модели RANS подразделяются на высокорейнольдсовые (high-Re models) и низкорейнольдсовые (low-Re models). Высокореинольдсовые предназначены для расчёта течений при больших числах Рейнольдса. Для них требуется постановка специальных граничных условий в пристеночных областях (пристеночных функций), где турбулентность затухает. Эти граничные условия ставятся не на твёрдой поверхности, а за пределами

пристеночного слоя (так называемого вязкого подслоя), в котором турбулентные пульсации пренебрежимо малы. Благодаря этому размер первого пристеночного контрольного объёма сетки может быть достаточно большим. Низкорейнольдсовы (low-Re models), уравнения справедливы во всей расчётной области, включая пристеночные участки. В этом случае расчётная сетка в пристеночной области должна быть более мелкой, чем при использовании высокорейнольдсовых моделей, — такой, чтобы в вязком подслое находилось достаточно большое число элементов.

В методе LES уменьшение размеров ячеек сетки означает переход к явному разрешению всё более мелких пространственных масштабов (в пределе — к прямому численному моделированию). Имеет место сеточная зависимость решения: при измельчении сетки в решении появляются всё более высокочастотные компоненты, что означает расширение разрешённого спектра в область высоких частот и малых длин волн.

Сеточное разрешение должно быть достаточным для воспроизведения структурных особенностей течения, таких как возможный отрыв течения в диффузорных областях с отрицательным градиентом давления.

При достаточном разрешении расчётной сетки роль подсеточных моделей значительно меньше, чем роль моделей турбулентности при осреднении уравнений по всему спектру, так как подсеточная турбулентность содержит малую часть кинетической энергии турбулентности. В связи с тем, что вблизи твёрдых поверхностей турбулентность становится анизотропной, а размер турбулентных вихрей уменьшается, явное численное разрешение турбулентных пульсаций требует использования гораздо более мелкой расчётной сетки, чем в условиях развитой турбулентности вдали от стенок. Для ослабления этого требования применяют специальные модификации подсеточных моделей в пристеночной области.

При выборе математической модели для описания процесса течения в КС необходимо руководствоваться поставленной перед расчетом задачей.

Стационарный метод RANS позволит достаточно точно рассчитать стационарные характеристики потока, такие как расходы и потери давления на элементах КС, покажет картину усредненного течения с зонами обратных токов и средних скоростей по сечениям. Такой расчет будет наиболее экономичен по расчетной сетке и потребует минимальных затрат времени. Для получения качественного прогноза нестационарной картины течения, позволяющей определить места образования и отрыва крупных вихрей с элементов КС, с примерной оценкой частоты их зарождения возможно использование метода URANS с малым шагом по времени. Результаты такого расчета позволят определить места наибольшей нестационарности и при необходимости изменить конструкцию для устранения крупномасштабной турбулентности или изменения частот отрыва вихрей. Использование метода LES позволит получить не только качественные, но и количественные значения характеристик нестационарного течения, разрешив при этом не только крупномасштабную, наиболее энергетически значимую, турбулентность, но и средние ее масштабы. Однако этот метод потребует больших вычислительных ресурсов и при максимальной своей точности будет приближаться по затратам к экспериментальным исследованиям.

Для численного прогнозирования параметров установившегося рабочего процесса в данной работе предлагается использование RANS модели ($k - \varepsilon$ модель), которая позволяет получить достоверные результаты на достаточно грубой пристеночной сетке.

1.6 Модели горения

Существует множество коммерческих программных продуктов, в которых реализованы модели RANS и LES. Модели RANS исследовались теоретически и экспериментально [43, 44, 45, 46, 47, 48]. Поскольку результатом расчета на модели RANS являются осредненные турбулентные течения, они могут служить начальным приближением для расчета на модели LES. В LES мелкомасштабное моделирование осуществляется подсеточными

моделями SGS, которые, хотя и позволяют рассмотреть образование структур с размером меньше, чем разрешающая способность метода LES, однако моделирует параметры реакции с использованием закона Аррениуса. Это зачастую ведет к недооценке глобальной скорости турбулентного горения, т. к. в пламени образуются складчатые структуры с масштабом меньше, чем разрешающая способность LES, а это, в свою очередь, может приводить к неожиданному срыву пламени [49, 50]. И в RANS и в LES моделях масштаб химических реакций не рассматривается, поэтому техника моделирования в обоих методах одинакова с небольшими модификациями.

Модель горения должна предоставить метод расчета концентраций компонентов смеси, температуры и плотности. В идеале желательно уметь рассчитывать многокомпонентные реагирующие потоки, в которых механизм окисления топлива может состоять из большого количества промежуточных реакций с конечными скоростями. Скорости реакций являются нелинейными функциями температуры и концентрации компонентов. К сожалению, знания средних значений этих величин недостаточно для того, чтобы рассчитать среднюю скорость реакции. В самом деле, расчет средних скоростей реакций представляет большую проблему в развитии методов моделирования процесса турбулентного горения. Необходимо учитывать влияние флуктуации турбулентного потока на средние скорости реакций, плотность и температуру. Например, скорость реакции не может быть правильно вычислена с использованием средних величин. Использование средних концентраций и температуры может привести к ошибкам на три порядка [51].

Большинство математических моделей, применяемых для численного моделирования процесса горения, можно разделить на два класса: модели кинетического горения, описывающие горение заранее перемешанной топливо-воздушной смеси, и модели, описывающие процесс диффузионного горения. В первом случае компоненты смеси топлива и окислителя заранее перемешаны до того, как они начали реагировать и процесс горения рассматривается как распространение фронта пламени от горячих ПС к

холодной смеси топливного газа и окислителя [52]. В случае диффузионного горения реагирующие вещества подаются в КС отдельно и, как следствие, скорости реакций зависят от степени смешения топливного газа с окислителем[53].

Модели горения, которые могут быть использованы при исследовании процессов горения топливных газов, приведены ниже.

Предполагается, что газовая смесь состоит из горючего (C_z), окислителя ($C_{ок}$) и ПС (C_{nc}):

$$C_z + C_{ок} + C_{nc} = 1 \quad (1.6.1)$$

Пусть ПС образуются в результате брутто-реакции:

$$1 \text{ кг горючего} + Km_0 \text{ кг окислителя} \Rightarrow (1 + Km_0) \text{ кг ПС}, \quad (1.6.2)$$

в которой массовый стехиометрический коэффициент Km_0 определяется как:

$$Km_0 = \frac{\dot{m}_{ок}}{\dot{m}_{гор}}$$

Модель (1.6.2) означает, что концентрация топлива, окислителя и ПС удовлетворяет уравнению

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x}(\rho V_x \Phi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho V_r \Phi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi}(\rho V_\varphi \Phi) = \\ = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu}{\sigma_\varphi} \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\mu}{\sigma_\varphi} \frac{\partial \Phi}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{\mu}{\sigma_\varphi} \frac{1}{r} \frac{\partial \Phi}{\partial \varphi} \right) + Q_\Phi, \end{aligned} \quad (1.6.3)$$

в котором источниковый член Q_Φ равен:

- для топливного газа $Q_\Phi = -W$;
- для окислителя $Q_\Phi = -Km_0 W$;
- для ПС $Q_\Phi = (1 + Km_0) W$.

Вводятся переменные Швабе - Зельдовича:

$$F = C_z - \frac{C_{ок}}{Km_0} \quad (1.6.4)$$

$$G = C_z + \frac{C_{nc}}{1 + Km_0}, \quad (1.6.5)$$

которые удовлетворяют уравнению (1.6.3) с нулевым источником ($Q_F = Q_G = 0$).

Если решать уравнение (1.6.3) для пар (C_z, G) , то оставшиеся переменные ($C_{ок}$ и C_{nc}) могут быть найдены из соотношений (1.6.1), (1.6.4), (1.6.5).

Модель (1.6.2) означает, что ПС могут лишь образовываться, но никак не исчезать. Это обстоятельство позволяет представить концентрацию ПС в виде суммы концентраций дымовых газов ($C_{дз}$) и образовавшихся ПС (C_{nc}')

$$C_{nc} = C_{дз} + C_{nc}'$$

При этом функции $C_{дз}$ и C_{nc}' удовлетворяют уравнению (1.6.3) для скалярных величин Φ с $Q_{дз} = 0$ и $Q_{nc}' = Q_{nc}$ источниками соответственно.

Вводится в рассмотрение переменная Зельдовича:

$$z = G - \frac{C_{дз}}{1 + Km_0}, \quad (1.6.6)$$

удовлетворяющую уравнению (1.6.3) с $Q_z = 0$.

Тогда (1.6.6) запишется

$$z = C_z + \frac{C_{nc} - C_{дз}}{1 + Km_0}.$$

Поскольку граничные условия для C_{nc}' и $C_{дз}$ совпадают, то граничные условия для z и C_z также одинаковы. Отсюда следует, что функция Зельдовича имеет смысл исходной (восстановленной) концентрации топлива.

Исходную концентрацию окислителя $(C_{ок})_{исх}$ найдем из условия аналогичного (1.6.1)

$$z + (C_{ок})_{исх} + C_{дз} = 1$$

Таким образом, решая уравнение (1.6.3) для тройки $(C_z, z, C_{дз})$, остальные переменные ($C_{ок}$ и C_{nc}) находятся из следующих соотношений:

$$C_{ок} = (C_{ок})_{исх} - Km_0(z - C_z) \quad (1.6.7)$$

$$C_{nc} = C_{o_2} + (1 + Km_0)(z - C_2) \quad (1.6.8)$$

Также модели горения подразделяются по скорости протекания химической реакции.

1. **Модель Зельдовича**, в которой постулируется бесконечно большая скорость брутто-реакции W (1.6.2).

Это означает, что топливный газ и окислитель не могут сосуществовать одновременно в одной точке (ячейке). В этом случае решается одно уравнение (1.6.3) для переменной Швабе-Зельдовича (1.6.4). Зная F , концентрация топливного газа может быть найдена из соотношения

$$f = \begin{cases} F, & F > 0 \\ 0, & F \leq 0 \end{cases} \quad (1.6.9)$$

Определив коэффициент избытка окислителя α как:

$$\alpha = \frac{(C_{ок})_{исх}}{z \cdot Km_0}$$

Соотношение (1.6.9) можно переписать:

$$C_2 = \begin{cases} (1 - \alpha)z, & \alpha \leq 1 \\ 0, & \alpha > 1 \end{cases} \quad (1.6.10)$$

Таким образом, решая уравнения (1.6.3) для пары (z и C_{o_2}), остальные переменные (C_2 , $C_{ок}$, C_{nc}) могут быть определены из соотношений (1.6.7), (1.6.8) и (1.6.10);

2. **Кинетическая модель горения** для перемешанной до молекулярного уровня смеси топлива и окислителя, для которой скорость W брутто-реакции имеет вид закона Аррениуса :

$$W_X = k_0 \rho C_2 \exp\left(-\frac{E}{R_0 T}\right).$$

Кинетические константы в законе Аррениуса можно заимствовать из [54, 55].

3) **Турбулентная модель горения** для недостаточно перемешанной смеси топливного газа и окислителя, в которой скорость W брутто-реакции определяется скоростью турбулентного смешения (модель Магнуссена) [56]:

$$W_T = A_w \rho \frac{\varepsilon}{K} \min \left\{ C_z, \frac{C_{ок}}{K_{m0}} \right\},$$

где K - кинетическая энергия турбулентности; ε - скорость диссипации кинетической энергии турбулентности; A_w - константа скорости турбулентного горения.

4) **Пульсационная модель горения**, для которой степень смешения топлива и окислителя характеризует уровень относительных пульсаций функции Зельдовича $0 \leq \gamma \leq 1$.

В этой модели скорость W брутто-реакции определяется через кинетическую скорость горения перемешанной смеси W_x и предельную скорость процесса перемешивания W_T следующим образом [57]:

$$\frac{1}{W} = \frac{1-\gamma}{W_x} + \frac{\gamma}{W_T}.$$

Весовой коэффициент

$$\gamma = \min \left(1, \frac{\sqrt{g}}{z} \right),$$

где средний квадрат пульсаций функции Зельдовича $g = \langle (z')^2 \rangle$ может быть определен из уравнения (1.6.3).

На практике топливный газ и окислитель химически реагируют лишь тогда, когда температура смеси выше некоторого порогового значения $T_{пор}$ и $\alpha_n \leq \alpha \leq \alpha_e$, где α_n , α_e - нижний и верхний концентрационные пределы горения. Поэтому источниковый член для топливного газа C_z выбирается равным:

$$Q_\Phi = \begin{cases} 0, T < T_{пор} \cup \alpha < \alpha_n \cup \alpha > \alpha_e \\ -W, T \geq T_{пор} \cap \alpha_n \leq \alpha \leq \alpha_e \end{cases}.$$

5) **модель 'ЭДС' (Eddy Dissipation Concept - концепция распада вихрей)** [58] предполагает, что реакция горения протекает в узких ламинарных зонах ("тонких структурах") между турбулентными вихрями. Концентрация горючего C_z^0 и окислителя $C_{ок}^0$ в этих зонах, частично

заполняющих расчетную ячейку, отличаются от своих средних по объему ячейки значений. Они определяются из условия равенства скоростей турбулентной диффузии и ламинарного горения и, в свою очередь, определяют температуру и плотность "тонких структур" в ячейке. Модель пригодна как для предварительно перемешанных, так и недостаточно перемешанных компонентов. Источниковый член в уравнении для истинной массовой доли горючего:

$$W_z = 0 \text{ при } T_{abs} < T_{nop} \text{ или } \alpha < \alpha_n \text{ или } \alpha > \alpha_e$$

$$W_z = \frac{\rho}{m_f} \cdot \frac{2,43 \left(\frac{\varepsilon}{\nu} \right)^{0,5}}{1 - \gamma^0} \cdot (C_z - C_z^0) = \frac{\rho}{\rho^0} W_X(C_z^0, C_{ок}^0)$$

Здесь γ^0 - массовая доля "тонких структур" в расчетной ячейке

$$\gamma^0 = \left[2,13 \left(\frac{\nu \varepsilon}{\kappa^2} \right)^{0,25} \right]^2.$$

Для численного прогнозирования параметров установившегося рабочего процесса в утилизационной КС предлагается использование турбулентной модели горения для недостаточно перемешанной смеси топливного газа и окислителя.

Выводы

Проведен информационно-аналитический обзор по проблемам утилизации серосодержащего забалластированного неосушенного разнородного по составу ПНГ на малodeбитных месторождениях. Рассмотрены модели турбулентного горения и постановка граничных условий в численных моделях по исследованию внутрикамерного рабочего процесса.

ГЛАВА 2 Разработка универсальной КС для утилизации нефтяных и техногенных газов

2.1 Целесообразность разработки специальной КС для утилизации ПНГ

На сегодняшний день особенно остро встал вопрос утилизации ПНГ, поскольку сейчас он либо выбрасывается в атмосферу, либо сжигается в горелках, не принося при этом практической пользы и нанося огромный вред экологии и здоровью человека. Самым рациональным вариантом утилизации разнородных по составу и неосушенных ПНГ на малодебитных месторождениях является использование ГТУ для получения электрической и тепловой энергии. Отечественных аналогов подобных установок не существует, поэтому нефтедобывающие компании вынуждены закупать и устанавливать на малодебитных месторождениях дорогостоящие импортные установки (например, С-65 и С-200 производства фирмы Capstone). КС подобных установок предназначены для получения рабочего тела турбины и имеют устойчивый режим работы в процессе эксплуатации при сжигании природного газа. Удельная себестоимость (за 1 кВт установленной мощности) составляет около 308 тыс. руб./кВт в ценах 2012 года.

На крупных нефтяных месторождениях ПАО "Оренбургнефть" эксплуатируется около 50 установок DTG-1,8G OPRA электрической мощностью 1,8 МВт. Удельная себестоимость (за 1 кВт установленной мощности) таких установок составляет около 90 тыс. руб./кВт. Однако поставки подобных установок в РФ прекращены по причине систематического выхода из строя редуктора в составе турбогенератора.

Опыт эксплуатации установок Capstone для утилизации ПНГ на малодебитных месторождениях показал, что их ресурс работы составляет (20-25) % от заявленного. На рисунках 2.1.1 – 2.1.4 представлены фотографии узлов и ДСЕ установки С-65 после ее аварийного останова при эксплуатации на месторождении «Шемети - 2» Пермского края, полученные при дефектации установки.



Рисунок 2.1.1 – КС установки С-65



Рисунок 2.1.2 – Рабочее колесо турбины установки С-65



Рисунок 2.1.3 – Рабочее колесо компрессора установки С-65



Рисунок 2.1.4 – Инжектор КС установки С-65

В процессе дефектации установки были выявлены следующие факты:

- 1) имеются явные признаки касания статора лопатками рабочих колес турбины и компрессора;
- 2) входные (периферийные) части лопаток рабочего колеса турбины оплавлены неравномерно по окружности;
- 3) лопатки соплового аппарата турбины имеют трещины;
- 4) на поверхностях лопаток рабочего колеса компрессора имеется темный налет, а в межлопаточных каналах находятся хлопья сажи;
- 5) ротор воздушных подшипников генератора имеет признаки жесткого касания (надиры) со статором;
- 6) ротор и статор радиальных воздушных подшипников, расположенных между рабочими колесами турбины и компрессора имеют сильные повреждения от взаимного касания (подшипники полностью выведены из строя);
- 7) ЖТ имеет сквозные прогары разного размера, формы и расположения; на внутренней и наружной поверхностях имеются отложения различных оттенков;
- 8) инжекторы имеют сильные эрозионные повреждения, приведшие к разделению некоторых из них (всего четыре инжектора) на фрагменты.

Был выполнен фрактографический анализ образцов ДСЕ, который показал, что главной причиной появления дефектов (трещин, каверн) на поверхностях ДСЕ являются фазовые превращения, происходящие в

результате термического воздействия коррозионноактивных газов в процессе эксплуатации.

Так же был выполнен рентгеноспектральный анализ состава образцов материалов и отложений на поверхностях ДСЕ. Рентгеноспектральный анализ с рабочего колеса компрессора показал, что в образце содержится 46,39 % кислорода, 27,71 % углерода, 8,79 % серы, 7,18 % железа, 1,91 % кремния, 1,29 % кальция, 1,10 % калия и менее 1 % никеля и хрома. В отдельных частицах отложений наблюдается 11,75 % никеля, 23,95 % серы и 5,02 % калия. Попадание серосодержащих ПС на лопатки рабочего колеса компрессора объясняется обратным потоком газа из КС по «горячему» тракту рекуператора, возникшим в результате неустойчивости рабочего процесса в КС.

Расчетная граница устойчивости рабочего процесса в КС установки С-65 при сжигании природного газа при времени пребывания 0,05 с представлена на рисунке 2.1.5

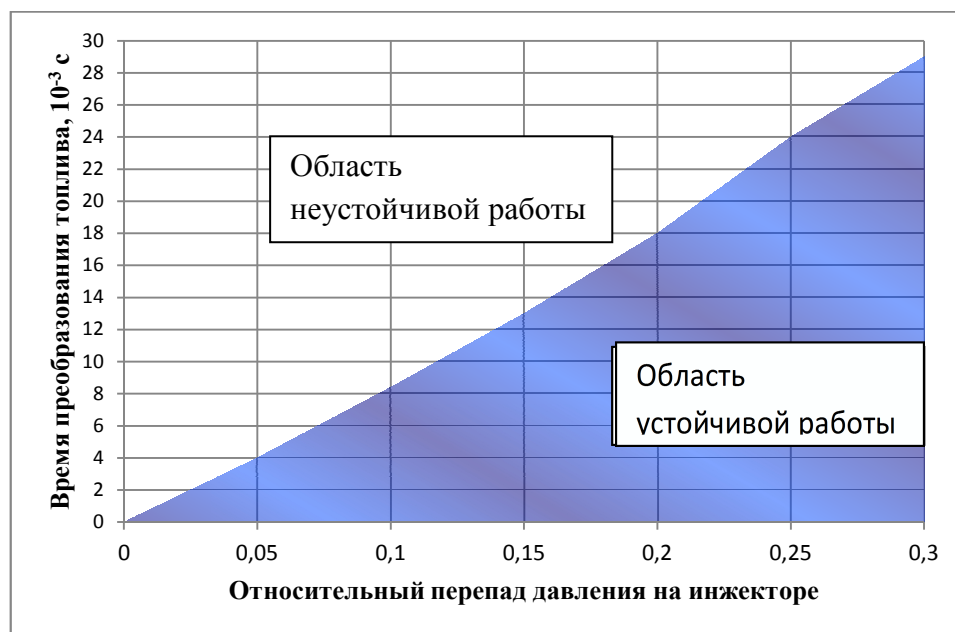


Рисунок 2.1.5 – Граница устойчивости рабочего процесса в КС установки С-

65

Из рисунка 2.1.5 видно, что уменьшение относительного перепада на инжекторе или увеличение времени преобразования топлива способствует переходу процесса из области устойчивости в область неустойчивости. При

этом увеличение времени пребывания ПС в камере расширяет область устойчивости т.е. стабилизирует работу камеры.

Время преобразования ПНГ в ПС гарантированно выше времени преобразования природного газа, поэтому это обстоятельство рассматривается нами как основная причина возникновения неустойчивости в КС энергоустановки С-65 при ее эксплуатации на нефтегазовых месторождениях.

В процессе эксплуатации ГТУ на различных режимах работы расходы окислителя и горючего могут значительно отличаться от своих номинальных значений. Это обстоятельство может привести к форсированному режиму работы КС с повышением температуры до 2350°C. Поток ПС с такой температурой может вызвать прогар стенок КС, разрушение рабочих лопаток турбины, конструктивных элементов рекуператора и как следствие помпаж компрессора.

Анализ составов ПНГ месторождений Пермского края показал, что содержание тяжелых углеводородов (пентан и выше) может достигать 10 %. При условиях эксплуатации без предварительного прогрева ПНГ они находятся в конденсированном состоянии. Зависимость температуры конденсации тяжелых углеводородов от давления подачи топливного газа представлена на рисунке 2.1.6.

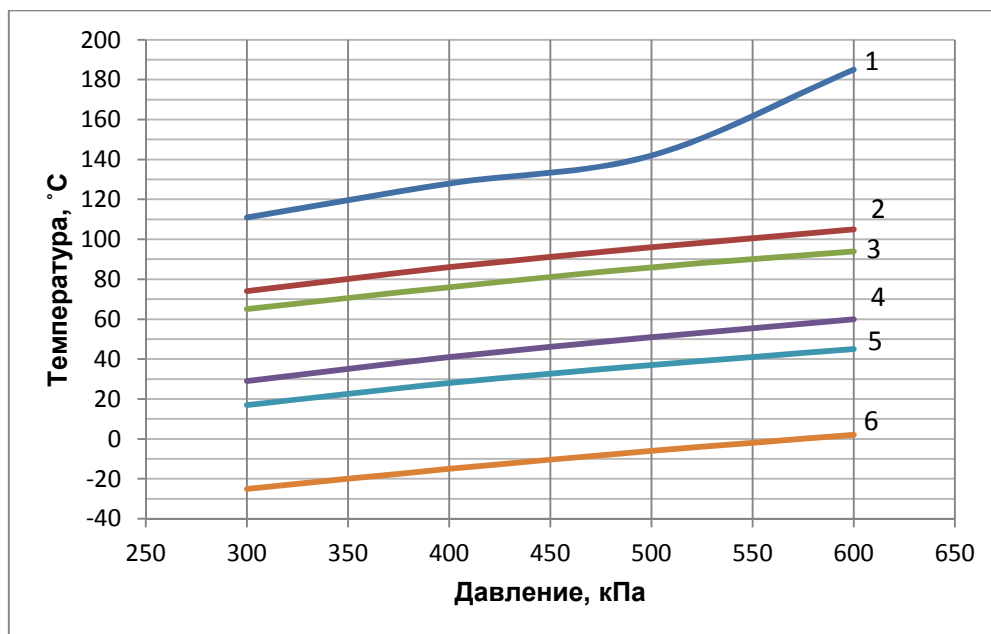


Рисунок 2.1.6 – Зависимость температуры конденсации углеводородов от давления подачи ПНГ:

1 – гексан; 2 – *n*-пентан; 3 – *i*-пентан; 4 – *n*-бутан; 5 – *i*-бутан; 6 – пропан.

Жидкие фракции могут также формироваться из влаги водяных паров. В полости топливного фильтра перед входом в установку в течение длительного времени скапливается конденсат с расходом приблизительно 1 л/сутки. Вода может соединяться с метаном и другими углеводородами в форме гидратов, которые могут образовывать гидратные пробки в топливной системе. При увеличении расхода газа в системе подачи, следующем за снижением нагрузки или остановом, возможно попадание всех жидких фракций в КС. Известно, что температура возгорания капель тяжелых углеводородов (пентан и выше) составляет 204-288 °C. Это может привести к неконтролируемому подводу тепла к ЖТ, ее тепловому повреждению и распространению пламени вверх по потоку, вызвав прогары инжекторов. Для исключения жидких фракций из состава ПНГ необходима разработка способов нагрева топливного газа в составе установки до температуры $\approx 160^{\circ}\text{C}$ с использованием либо электроподогревателей или отработанного на турбине газа.

Указанные факторы нестационарного повышения температуры и давления могут влиять на работу установки как по отдельности, так и в совокупности. Несоответствие геометрии КС составу газа привело к возникновению колебаний давлений и температуры в КС. Волны давления вызвали нестабильность вращения ротора турбокомпрессора. Эти же волны давления через рекуператор достигли воздушного компрессора, вызвав разрушительный помпаж последнего, вследствие которого произошла ударная вибрация ротора турбогенератора, вызвавшая касание статора ротором подшипников и разрушение последних.

Помпаж (неустойчивая работа компрессора) характеризуется резкими колебаниями напора и расхода перекачиваемого воздуха. При помпаже появляются сильные пульсации потока, проходящего через компрессор, возникают вибрации лопаток и тряска, которые могут вызвать разрушение компрессора и подшипников. Это объясняется срывом воздушного потока с лопаток рабочего колеса компрессора. Работа компрессора при помпаже сопровождается интенсивными шумовыми эффектами из-за колебаний давления по проходной части компрессора (характерные громкие хлопки и выбросы черного дыма).

Следовательно, причиной выхода установки С-65 при ее эксплуатации на месторождении «Шемети - 2» явился помпаж компрессора, вызванный форсированием режима работы камеры и возникновением неустойчивости рабочего процесса в камере.

Таким образом, для утилизации разнородных по составу, неосушенных ПНГ необходима разработка специальной КС, высокий ресурс работы которой достигается обеспечением гарантийного запаса по устойчивости в реальных условиях эксплуатации.

2.2 Анализ составов и параметров ПС при утилизации ПНГ

ПНГ – это углеводородный газ, находящийся в нефтяных залежах в растворенном состоянии и выделяющийся из нефти при снижении давления.

Количество газа, приходящееся на одну тонну нефти, зависит от условий формирования и залегания нефтяных месторождений и может составлять от 1-2 до нескольких тысяч м³. Основными составляющими ПНГ являются углеводороды от CH_4 до C_6H_{14} . Кроме того, в составе ПНГ присутствуют азот N_2 , углекислый газ CO_2 , сероводород H_2S и меркаптаны. ПНГ имеет различный компонентный состав в зависимости от месторождения. Более того, на одном и том же месторождении состав ПНГ является различным в разные периоды времени. Примерные компонентные составы ПНГ некоторых месторождений Пермского края, полученные в результате лабораторного анализа проб, приведены в Приложении А.

С увеличением содержания балластирующих компонентов в составе ПНГ (N_2 , CO_2 , He) сужаются концентрационные пределы воспламенения. В топливовоздушной смеси, находящейся вне этих пределов, пламя не распространяется из-за увеличения тепловых потерь на нагрев инертных компонентов (смесь может вспыхнуть, но тут же гаснет). Максимальное содержание балластирующих компонентов (40,97 %) из рассмотренных составов имеет ПНГ месторождения «Гожан-1». По неофициальным данным, содержание N_2 в составе ПНГ месторождений Пермского края может достигать 60 %.

Тяжелые углеводороды (пентан и выше) в составе ПНГ при условиях подачи в КС могут находиться в конденсированном состоянии. Жидкие фракции могут формироваться так же из влаги водяных паров. Попадание жидких углеводородов в КС может привести к неконтролируемому подводу тепла, самовозгоранию и распространению пламени вверх по потоку, называемому «обратное зажигание». Максимальное содержание тяжелых углеводородов (9,94 %) из рассмотренных составов имеет ПНГ месторождения «Ярино». Для исключения жидких фракций из состава ПНГ необходим его прогрев до температуры выше температуры точки росы при условиях подачи (рисунок 2.1.6).

С увеличением содержания сероводорода в составе ПНГ увеличивается концентрация серосодержащих соединений SO_x в составе ПС, что приводит к большому коррозионному уносу конструктивных элементов по «горячему» тракту энергоустановки. Максимальное содержание сероводорода (0,66 %) из рассмотренных составов имеет ПНГ месторождения «Шемети-2». По неофициальным данным, содержание H_2S в составе ПНГ месторождений Пермского края может достигать 2 %.

Состав ПС и параметры рабочего процесса в КС очень сильно зависят от состояния ПНГ (наличие влаги и конденсата тяжелых углеводородов) и условий подачи его в КС (давление и температура). Была разработана программа термохимических расчетов параметров ПНГ перед подачей его в КС, которая предусматривает учет указанных факторов и используется для определения условной химической формулы и энтальпии топливного газа и воздуха непосредственно перед проведением термодинамических расчетов.

Исходными данными для проведения термохимических расчетов являются стандартные температура и давление; температура и давление воздуха и топливного газа на входе в КС; объемные составы и относительная влажность воздуха и топливного газа; давление и плотность водяных паров при температуре входа в КС.

Воздух и топливный газ задаются компонентным составом и являются смесью индивидуальных химических веществ. Молярная масса смеси

$$M = \sum_j \sigma V_j \cdot M_j,$$

где σV_j , M_j - объемное содержание и молярная масса сухих компонентов и влажного пара.

Плотность смеси

$$\rho = \sum_j \sigma V_j \cdot \rho_j,$$

где ρ_j - плотность сухих компонентов и влажного пара.

Массовые доли компонентов в составе смеси

$$\sigma m_j = \frac{\rho_j \cdot \sigma V_j}{\rho}.$$

Массовое содержание i - го химического элемента в j - ом компоненте

$$\sigma m_{ij} = \frac{A_i \cdot Z_{ij}}{M_j},$$

где A_i – атомная масса i - го элемента; Z_{ij} – количество атомов i - го элемента в j - ом компоненте.

Массовое содержание i - го химического элемента в смеси

$$\sigma m_i = \sum_j \sigma m_j \cdot \sigma m_{ij}.$$

Количество атомов i - го элемента в условной химической формуле смеси

$$K_i = \frac{\sigma m_i}{A_i} \cdot M.$$

Стандартная энтальпия образования смеси

$$\Delta H_0 = \sum_j \sigma m_j \cdot (\Delta H_0)_j$$

где $(\Delta H_0)_j$ – стандартная энтальпия образования сухих компонентов и водяного пара.

Энтальпия смеси при условиях подачи в КС

$$H_{\text{ex}} = \Delta H_0 + C_p (T_{\text{ex}} - T_0) + \frac{P_{\text{ex}} - P_0}{\rho},$$

где T_0 , P_0 – стандартные температура и давление; T_{ex} , P_{ex} – температура и давление на входе в КС; C_p – удельная изобарная теплоемкость смеси, вычисленная по формуле $C_p = \sum_j \sigma m_j \cdot C_{pj}$.

С использованием описанного алгоритма получены условные химические формулы и энтальпии на входе в КС для воздуха и ПНГ характерных составов, которые приведены в таблице 2.2.1.

Таблица 2.2.1 – Условные химические формулы и энтальпии воздуха и ПНГ

Месторождение	Относительная влажность, %	$T_{\text{вх}}$, К	$P_{\text{вх}}$, МПа	Условная химическая формула	$H_{\text{вх}}$, кДж/кг
Гожан-1	45	288	0,345	$C_{2,04}N_{0,10}O_{0,02}H_{5,0}S_{3,62 \cdot 10^{-4}}He_{4,77 \cdot 10^{-5}}$	-2361
Ярино				$C_{2,73}N_{1,42 \cdot 10^{-3}}O_{0,02}H_{6,58}S_{1,39 \cdot 10^{-5}}$	-2331
Шемети-2				$C_{2,05}N_{0,09}O_{0,02}H_{4,99}S_{7,91 \cdot 10^{-4}}He_{1,18 \cdot 10^{-5}}$	-2390
Воздух	60	443	0,345	$C_{3,04 \cdot 10^{-4}}N_{1,50}O_{0,43}H_{0,06}Ar_{8,99 \cdot 10^{-3}}$	75,839

Составы и параметры ПС при сжигании ПНГ, приведенных в приложении А определялись с использованием программного комплекса «АСТРА.4» [60]. Анализ результатов показал, что температура и теплофизические характеристики ПС при сжигании различных ПНГ отличаются менее, чем на 0,3 %. В качестве примера в таблице 2.2.2 приведены параметры ПС при сжигании ПНГ месторождения «Шемети-2» Пермского края на различных режимах работы ГТУ.

Таблица 2.2.2 – Параметры ПС при сжигании ПНГ

α	T, К	M, кг/моль	ρ , кг/м ³	C_p , кДж/(кг · К)	k	μ , 10 ⁻⁴ Па·с	λ , Вт/(м ² · К)
0,4	1543,5	43,96	0,612	1,615	1,2925	0,5205	0,1546
0,6	1991,7	39,84	0,523	1,551	1,2715	0,6195	0,1572
0,8	2297,1	37,12	0,487	1,521	1,2547	0,6839	0,1572
1	2389,4	35,72	0,486	1,492	1,2485	0,7046	0,1540
1,5	1989,5	35,23	0,592	1,405	1,2635	0,6302	0,1279
2	1704,3	35,15	0,693	1,347	1,2771	0,5721	0,1110
4	1211,5	35,04	0,978	1,238	1,3078	0,4610	0,0819
6	1027,4	35,00	1,155	1,191	1,3232	0,4150	0,0710
8	930,87	34,98	1,275	1,166	1,3325	0,3896	0,0652

При сжигании серосодержащих топлив соединения серы образуются в виде сернистого ангидрида SO_2 , серного ангидрида SO_3 и паров серной кислоты H_2SO_4 . Оксиды серы объединяются в группу SO_x . В КС образуются преимущественно SO_2 . Количество SO_2 составляет 98-99 % от SO_x , а SO_3 – всего 1-2 % от SO_x . Газообразные SO_3 при движении по газовому тракту в присутствии водяных паров H_2O образуют пары серной кислоты H_2SO_4 .

Серосодержащие соединения в составе ПС вызывают коррозию рабочих поверхностей, а попадая в атмосферу, вредно действуют на живые организмы и растительность. Сернистые газы, попадая в рабочие помещения, могут вызвать отравление обслуживающего персонала.

В процессе горения всех видов топлив в условиях высоких температур образуются оксиды азота NO_x в виде N_2O , NO , NO_2 . Гемоксид азота N_2O образуется в начальном участке факела, а затем окисляется до оксида азота NO , т.е. не выбрасывается в атмосферу. В КС образуются преимущественно оксиды азота NO в количестве 95-98 % от NO_x . При выбросе в атмосферу около 80 % NO превращается в более токсичный NO_2 . Особенностью образования NO_x является малая зависимость от вида и состава топлива, но большая зависимость от режима горения и организации внутрикамерного процесса. Существенное влияние на образование NO_x оказывает также концентрация кислорода, определяемая избытком воздуха в КС.

Процесс накопления оксида углерода CO при сжигании топлива происходит на начальном участке факела. Оксид углерода окажется в ПС лишь в том случае, если в КС не будут созданы условия для его окисления до CO_2 . Концентрация CO в составе ПС зависит от неполноты сгорания топливного газа. При общем избытке кислорода при некачественной подготовке топливо - воздушной смеси могут создаваться микрозоны с дефицитом кислорода.

Анализ составов ПС на выхлопе из ГТУ ($T \approx 700^\circ C$) при сжигании ПНГ различных месторождений показал, что содержание NO_x и HNO_2 отличаются до 1 %, содержание CO_2 и H_2O – до 0,2 %. Наибольшее отличие по концентрации наблюдается для оксидов серы SO_x (до 98,7 %) и паров серной кислоты H_2SO_4 (до 50 %).

В таблице 2.2.3 показаны составы ПС при сжигании ПНГ месторождения «Шемети-2» Пермского края при различных коэффициентах избытка воздуха.

Таблица 2.2.3 – Составы ПС на различных режимах работы КС

Компонент ПС	Содержание компонентов в ПС, мг/м ³								
	$\alpha = 0,4$	$\alpha = 0,6$	$\alpha = 0,8$	$\alpha = 1,0$	$\alpha = 1,5$	$\alpha = 2,0$	$\alpha = 4,0$	$\alpha = 6,0$	$\alpha = 8,0$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
H_2O	$4,97 \cdot 10^4$	$8,26 \cdot 10^4$	$1,00 \cdot 10^5$	$9,76 \cdot 10^4$	$7,52 \cdot 10^4$	$6,17 \cdot 10^4$	$4,04 \cdot 10^4$	$3,30 \cdot 10^4$	$2,93 \cdot 10^4$
SO	0,015	7,470	8,180	1,290	0,014				
SO_2	0,055	43,91	136,5	128,12	90,31	68,21	30,12	11,8	4,60
SO_3			$6,23 \cdot 10^{-3}$	0,053	0,301	0,734	6,290	14,71	17,14
H_2S	122,4	53,1	0,411	$8,26 \cdot 10^{-4}$					
NO	$2,58 \cdot 10^{-3}$	4,330	301,4	$4,07 \cdot 10^3$	$5,18 \cdot 10^3$	$2,58 \cdot 10^3$	23,4	48,9	16,6
NO_2			0,015	2,03	14,2	15,6	9,05	5,59	3,93
N_2O		$5,86 \cdot 10^{-4}$	0,042	0,586	0,767	0,399	0,044	0,011	$3,94 \cdot 10^{-3}$
HNO_2			$2,46 \cdot 10^{-3}$	0,1	0,298	0,230	0,068	0,031	0,018
CO	$2,09 \cdot 10^5$	$1,55 \cdot 10^5$	$7,90 \cdot 10^4$	$1,74 \cdot 10^4$	262,2	9,54	$1,24 \cdot 10^{-3}$		
CO_2	$4,92 \cdot 10^4$	$8,36 \cdot 10^4$	$1,47 \cdot 10^5$	$2,02 \cdot 10^5$	$1,59 \cdot 10^5$	$1,21 \cdot 10^5$	$6,19 \cdot 10^4$	$4,17 \cdot 10^4$	$3,16 \cdot 10^4$
H_2SO_4								$5,18 \cdot 10^{-3}$	0,015

Нормативные данные по концентрации и выбросам SO_x в ГТУ отсутствуют. Известно, что для нового котельного оборудования в России допускается максимальная концентрация 700 мг/м³. В Евросоюзе приняты более жесткие нормы (200 – 400) мг/м³. Содержание оксидов азота NO_x в выхлопных газах ГТУ должно составлять не более 150 мг/м³, а содержание оксида углерода CO - не более 100 мг/м³ [61].

Анализ данных таблицы 2.2.4 показывает, что на выходе из установки содержание оксида углерода CO в ПС отсутствует. Содержание составляет $35,8 \text{ мг/м}^3$ и соответствует требованиям [61]. Содержание SO_x и H_2SO_4 составляет $23,9 \text{ мг/м}^3$ и соответствует нормам Евросоюза.

Графические зависимости содержания компонентов ПС, в том числе вредных и коррозионноактивных, от коэффициента избытка воздуха приведены на рисунке 2.2.1.

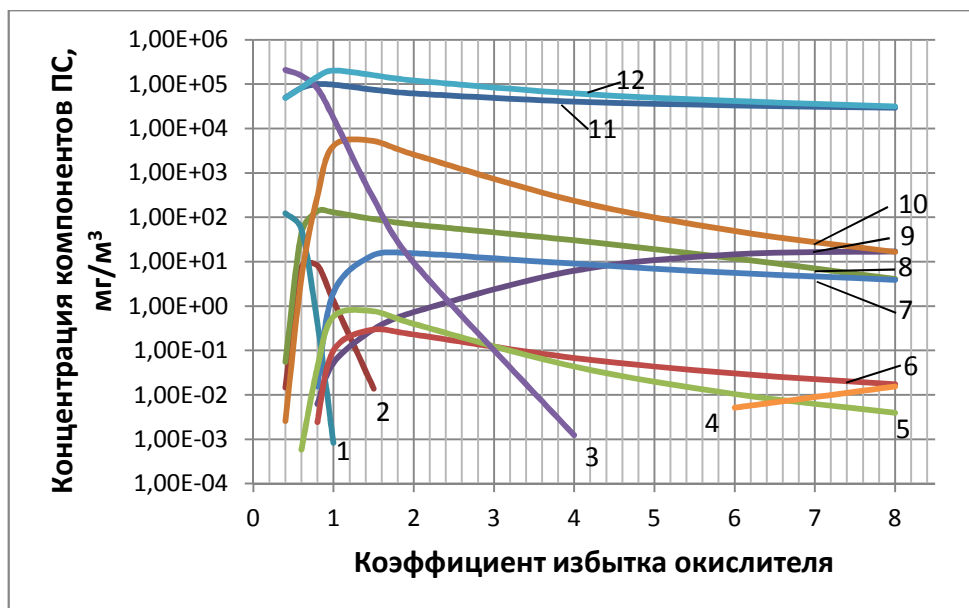


Рисунок 2.2.1 – Составы ПС на различных режимах работы КС: 1 – H_2S ; 2 – SO ; 3 – CO ; 4 – H_2SO_4 ; 5 – N_2O ; 6 – HNO_2 ; 7 – NO_2 ; 8 – SO_2 ; 9 – SO_3 ; 10 – NO ; 11 – H_2O ; 12 – CO_2

Таким образом, при проектировании универсальной КС для утилизации разнородных по составу, неосушенных ПНГ различных малодобитных месторождений целесообразно в первую очередь ориентироваться на ПНГ с наибольшим содержанием H_2S , а также на внедрение специальных технологических мероприятий направленных на снижение NO_x .

2.3 Утилизационная КС как подсистема ГТУ блочно – модульного типа

Проведенные исследования показали, что для разработки ГТУ для утилизации ПНГ целесообразно рассматривать установки, выполненные с использованием турбокомпрессоров на базе нагнетателей тяжелых дизелей.

Принципиальные схемы блочно – модульных ГТУ представлены на рисунках 2.3.1 – 2.3.4

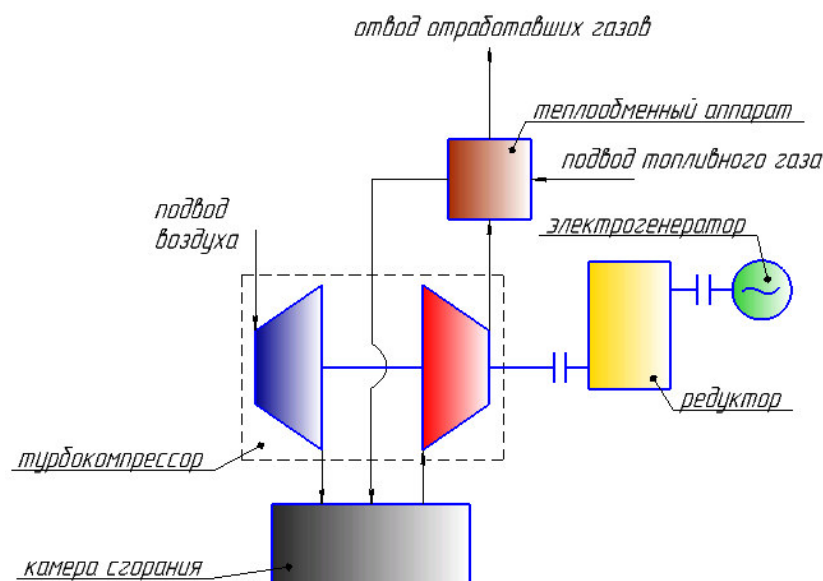


Рисунок 2.3.1 – Принципиальная схема одновальной редукторной ГТУ с низкооборотным электрогенератором

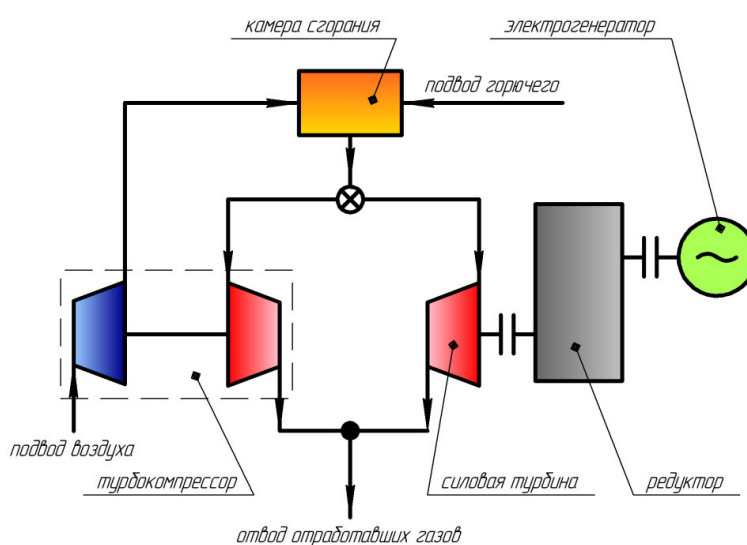


Рисунок 2.3.2 – Принципиальная схема двухвальной редукторной ГТУ с низкооборотным электрогенератором

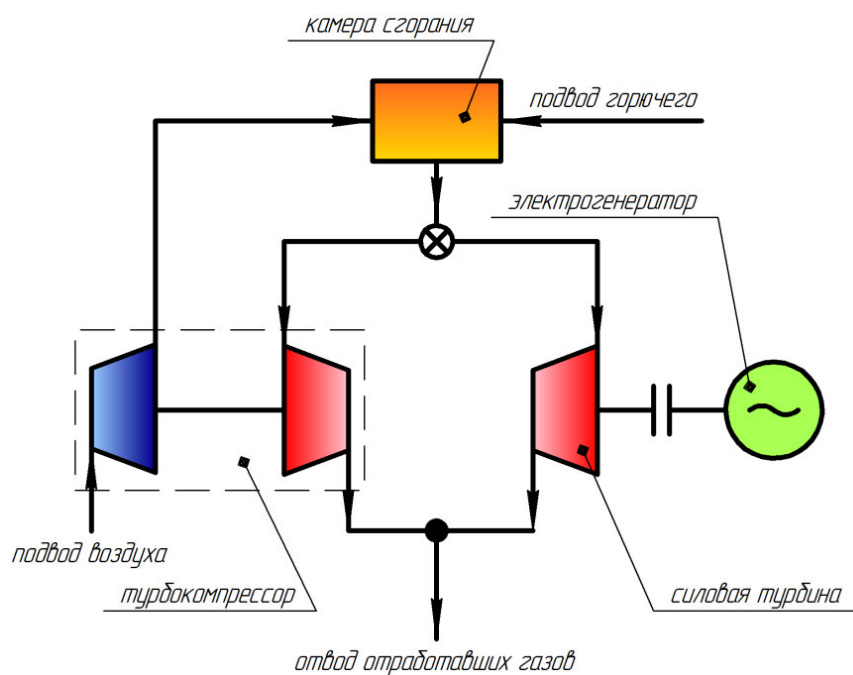


Рисунок 2.3.3 – Принципиальная схема двухвальной безредукторной ГТУ с высокооборотным электрогенератором

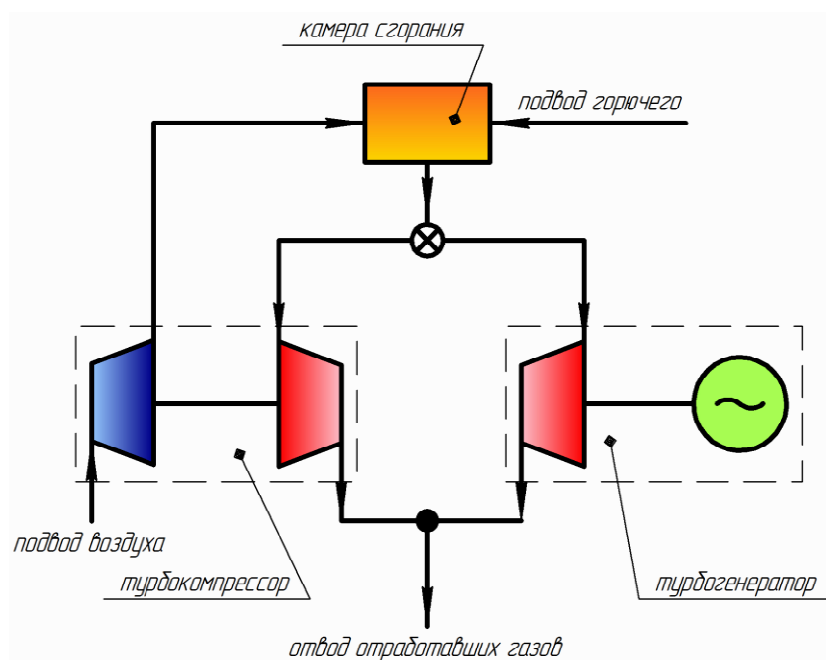


Рисунок 2.3.4 – Принципиальная схема двухвальной безредукторной ГТУ с высокооборотным турбогенератором

Рассмотрено семь основных вариантов комплектации ГТУ из готовых покупных изделий, с указанием технических и стоимостных показателей каждого варианта [62].

В результате анализа технических и стоимостных параметров ГТУ и рынка основных ее агрегатов сделан вывод о том, что с технической, маркетинговой и экономической точек зрения наиболее предпочтительной для практической реализации является одновальная редукторная схема блочно – модульной ГТУ номинальной мощностью 145 кВт с низкооборотным электрогенератором (частота вращения 1500 оборотов в минуту) и использованием турбокомпрессора на базе турбоагнетателей тяжелых дизелей для сжатия циклового воздуха [63], представленная на рисунке 2.3.1. Удельная себестоимость (за 1 кВт установленной мощности) составляет 28727 руб./кВт

Технические параметры блочно – модульной ГТУ мощностью 145 кВт приведены в Приложении Б.

2.4 Определение режимных, геометрических и тепловых параметров универсальной КС для утилизации ПНГ в составе ГТУ

В ГТУ значение температуры газа перед неохлаждаемой турбиной принимается обычно $T = 700 - 950^{\circ}\text{C}$ по условиям работоспособности ДСЕ турбины. Поскольку при таких условиях становится невозможной качественная организация процесса устойчивого горения ни одного вида топлива [64, 65], то для собственно горения топливного газа необходимо выделить зону горения с подводом первичного воздуха, обеспечивая условия устойчивого горения разнородных по составу ПНГ и высокую температуру процесса. Остальная часть циклового воздуха (вторичный воздух), минуя зону горения, через щели или ряды отверстий подается в зоны смешения (разбавления), где, смешиваясь с ПС зоны горения обеспечивает заданный уровень температуры газов перед турбиной (рисунок 2.4.1).

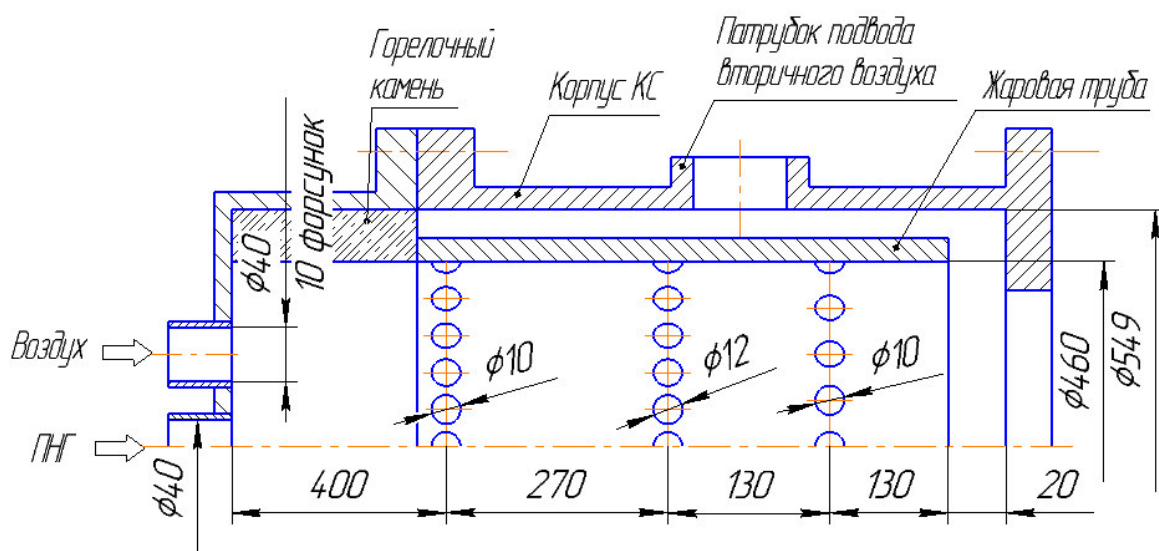


Рисунок 2.4.1 – Принципиальная схема многозонной КС

Была проведена серия расчетов для определения различных вариантов геометрического облика универсальной КС для сжигания ПНГ ($l_{жст}/d_{жст} = 1,08...3,66$; $\theta = 0,1 ... 0,3$; $d_{жст} = (0,42...0,46)$ м) и их сравнения с обликами имеющихся КС авиационных, транспортных и стационарных газотурбинных двигателей и ГТУ [66, 67]. Для дальнейших разработок рекомендуется выносная многозонная КС с использованием в зоне горения серийной горелки, неравномерностью температурного поля на выходе $\theta = 0,17$, отношением длины ЖТ к ее диаметру $l_{жст}/d_{жст} = 2,072$ и объемной теплонапряженностью $H = 21,0$ Дж/(м³ · с · Па). Ниже приводятся основные положения при выборе режимных и геометрических параметров в КС.

Объем ЖТ определяется из условия обеспечения заданной теплонапряженности

$$V_{жст} = \frac{g_{гор} H_u \eta_z}{HP_{вх}} = \frac{\pi \cdot d_{жст}^3}{4} \cdot \frac{l_{жст}}{d_{жст}},$$

где $g_{гор}$ - расход топливного газа в зону горения; H_u - теплопроизводительность топливного газа; η_z - полнота сгорания; $P_{вх}$ - давление на входе в КС.

Отношение длины ЖТ к ее диаметру определяется из условия обеспечения заданной неравномерности температурного поля на выходе θ [14]

$$\frac{l_{жт}}{d_{жт}} = \left(A \cdot \frac{\Delta P_{жт}}{q_{жт}} \ln \frac{1}{1-\theta} \right)^{-1},$$

где эмпирический коэффициент $A = 0,07$ для трубчатой КС; $\Delta P_{жт}$, $q_{жт}$ - падение давления и скоростной напор в ЖТ. Неравномерность температурного поля на выходе

$$\theta = \frac{T_{max} - T_{min}}{T_{cp}},$$

где T_{max} , T_{min} , T_{cp} - максимальная, минимальная и средняя температуры ПС по поперечному сечению на выходе из КС.

Площади миделевого сечения трубы $F_{жт} = \frac{\pi \cdot d_{жт}^2}{4}$ и кожуха $F_{к} = \frac{\pi \cdot d_{к}^2}{4}$ связаны соотношением

$$F_{жт} = k \cdot F_{к}.$$

По опыту предшествующих разработок коэффициент пропорциональности $k = 0,7 - 0,8$ для трубчатых КС.

Распределение площадей отверстий по длине ЖТ является важнейшим конструктивным параметром КС. От того, насколько правильно задано распределение воздуха, будут зависеть все основные характеристики КС - полнота сгорания, концентрация вредных и коррозионно - активных веществ в составе ПС и неравномерность температурного поля на входе в турбину. На стадии эскизного проектирования распределение воздуха и время пребывания по зонам следует задавать на основании статистических данных, полученных обобщением опыта проектирования КС. В данном случае задавалось линейное распределение коэффициента избытка окислителя по

длине ЖТ от $\alpha = 1,08$ в зоне горения до $\alpha = 7,10$ на выходе из КС и линейное распределение времени пребывания от 0,029 с до 0,002 с, которые будут уточнены по результатам испытаний камеры.

Потребный расход вторичного воздуха в зону разбавления i

$$g_{oki} = \alpha_i \cdot K_{m0} g_{гор} - \sum_{j=1}^{i-1} g_{okj},$$

где α_i - коэффициент избытка окислителя в зоне разбавления i ; K_{m0} - стехиометрическое соотношение между воздухом и топливным газом.

Скорость подачи вторичного воздуха в зону разбавления определяется по заданному отношению динамических напоров струи вторичного воздуха и потока ПС в ЖТ [14]

$$q = \frac{\rho_{ок} W_{ок}^2}{\rho_{нс} W_{нс}^2},$$

где по опыту предшествующих разработок $q=20-30$; $\rho_{ок}$, $W_{ок}$ - плотность и скорость вторичного воздуха; $\rho_{нс}$, $W_{нс}$ - плотность и скорость ПС.

Потребная площадь отверстий в стенке ЖТ для подвода вторичного воздуха определяется по уравнению неразрывности

$$F_{ок} = \frac{g_{ок}}{\rho_{ок} \cdot W_{ок} \cdot \mu_{отв}},$$

где $\mu_{отв}$ - коэффициент расхода щелей или отверстий.

Скорость ПС в зоне i

$$W_{nci} = \frac{\sum g_{oki} + g_{гор}}{\mu_{жт} \cdot \rho_{нс} \cdot F_{жт}},$$

где $\mu_{жт}$ - коэффициент расхода в ЖТ.

Высота кольцевого канала между ЖТ и кожухом

$$h = \frac{d_{\kappa} - d_{жт}}{2} - \delta_{жт},$$

где d_k , $d_{жт}$ - внутренние диаметры кожуха и ЖТ; $\delta_{жт}$ - толщина ЖТ.

Длина i -ой зоны

$$l_i = \frac{4}{\pi d_{жт}^2} \left(\frac{\tau_{np} g_{nc}}{\rho} \right)_i.$$

С использованием рекомендаций [14] для подвода вторичного воздуха в зону 2 была назначена щель площадью 0,034 м² и шириной 0,023 м. Однако при оптимизации параметров в среде ANSYS Fluent (раздел 4.1) щель была заменена на ряд из 70 отверстий диаметром 0,010 м, что позволило локализовать фронт пламени в центральной области КС.

Режимные и геометрические параметры универсальной КС представлены в Приложении В.

Одной из важнейших характеристик, определяющих надежность и ресурс КС, является тепловое состояние стенок ЖТ и кожуха. Местоположение и значение максимальной температуры стенки определяются характером распределения тепловых потоков по длине КС [68].

Локальное значение температуры ЖТ может быть найдено решением уравнения теплового баланса, составленного для элемента ЖТ в установившемся режиме работы

$$(q_k)_{з-ст} + (q_l)_{з-ст} = (q_k)_{ст-в} + (q_l)_{ст-к}. \quad (2.4.1)$$

Конвективный тепловой поток от ПС в ЖТ

$$(q_k)_{з-ст} = \alpha_{з-ст} \cdot (T_z - T_{ст}),$$

где T_z , $T_{ст}$ - температуры ПС и ЖТ; $\alpha_{з-ст}$ - коэффициент теплообмена между ПС и ЖТ.

Лучистый тепловой поток от ПС в ЖТ

$$(q_l)_{з-ст} = \sigma \cdot \varepsilon_{ст} \cdot \varepsilon_z \cdot (T_{зэф}^4 - T_{ст}^4),$$

где σ - постоянная Стефана - Больцмана; $\varepsilon_{ст}$ - степень черноты стенки; ε_z - степень черноты ПС; $T_{зэф}$ - эффективная температура излучения ПС.

Конвективный тепловой поток от ЖТ в охлаждающий воздух в кольцевом зазоре между ЖТ и кожухом

$$(q_k)_{cm-\epsilon} = \alpha_{cm-\epsilon} \cdot (T_{cm} - T_{\epsilon}),$$

где T_{ϵ} - температура охлаждающего воздуха; $\alpha_{cm-\epsilon}$ - коэффициент теплообмена между ЖТ и охлаждающим воздухом.

Лучистый тепловой поток от ЖТ в кожух

$$(q_l)_{cm-\kappa} = \sigma \cdot \epsilon_{np} \cdot (T_{cm}^4 - T_{\kappa}^4),$$

где ϵ_{np} - приведенная степень черноты поверхностей ЖТ и кожуха.

Тогда уравнение теплового баланса (2.4.1) выглядит следующим образом

$$\begin{aligned} \alpha_{z-cm} \cdot (T_z - T_{cm}) + \sigma \cdot \epsilon_{cm} \cdot \epsilon_z \cdot (T_{z\text{эф}}^4 - T_{cm}^4) = \\ \alpha_{cm-\epsilon} \cdot (T_{cm} - T_{\epsilon}) + \sigma \cdot \epsilon_{np} \cdot (T_{cm}^4 - T_{\kappa}^4) \end{aligned} \quad (2.4.2)$$

При составлении уравнения (2.4.2) не учтены перетечки теплоты вдоль стенки за счет теплопроводности, а температура внутренней и наружной поверхностей ЖТ принята одинаковой. Вследствие малой толщины стенки (3-5 мм) оба допущения не вносят значительных погрешностей в выполняемый расчет.

Уравнение (2.4.2), составленное для каждого из поперечных сечений, на которые разбивается КС, решается относительно температуры ЖТ. Выбор поперечных сечений производится в соответствии с принятой схемой конструкции КС.

Ниже приведены пояснения и последовательность определения величин, входящих в уравнение (2.4.2).

Большая часть воспринятого корпусом лучистого теплового потока $(q_l)_{cm-\kappa}$ снимается охлаждающим воздухом в кольцевом зазоре. Оценочные расчеты показали, что потери теплоты в окружающую среду составляют менее 1 % от тепловосприятия ЖТ. Пренебрегая потерями теплоты в окружающую среду и составляя тепловой баланс внутренней поверхности кожуха, получим

$$\sigma \cdot \epsilon_{np} \cdot (T_{cm}^4 - T_{\kappa}^4) = \alpha_{\kappa-\epsilon} \cdot (T_{\kappa} - T_{\epsilon}),$$

где $\alpha_{к-в}$ - коэффициент теплообмена между кожухом и охлаждающим воздухом в кольцевом зазоре.

На основании опытных данных [65] температуру кожуха T_k можно выразить через температуру $T_в$ и массовую скорость $\rho_в W_в$ охлаждающего воздуха и температуру ЖТ $T_{ст}$

$$T_k = T_в + \frac{(T_{ст} - T_в)}{[1 + 0,04 \cdot (\rho_в W_в)^{0,8}]}$$

Подогрев охлаждающего воздуха в кольцевом зазоре между ЖТ и кожухом на участке dl описывается уравнением баланса

$$\begin{aligned} \alpha_{ст-в} \cdot (T_{ст} - T_в) \cdot \pi \cdot (d_{жт} + \delta_{жт}) \cdot dl + \alpha_{к-в} \cdot (T_k - T_в) \cdot \pi \cdot d_k \cdot dl = \\ = g_в \cdot C_{p\ в} \cdot (T_в - T_{в\ вх}), \end{aligned}$$

где $d_{жт}$, $\delta_{жт}$ - внутренний диаметр и толщина ЖТ; d_k - внутренний диаметр кожуха; $g_в$ - расход охлаждающего воздуха, омывающего участок dl ; $C_{p\ в}$ - изобарная теплоемкость воздуха, $T_{в\ вх}$ - температура воздуха перед КС.

Коэффициент теплообмена между ПС и ЖТ вычисляется по критериальному уравнению

$$\frac{\alpha_{г-ст} \cdot d_{жт}}{\alpha_g} = 0,023 \left(\frac{4 \cdot g_g}{\pi \cdot d_{жт} \cdot \mu_g} \right)^{0,8} \cdot \left(\frac{\mu_g \cdot C_{p\ г}}{\lambda_g} \right)^{0,4},$$

где g_g - расход ПС; μ_g , λ_g , $C_{p\ г}$ - коэффициенты динамической вязкости, теплопроводности и изобарная теплоемкость ПС; $d_{жт}$ - диаметр ЖТ.

Коэффициент теплообмена между ЖТ и охлаждающим воздухом вычисляется по критериальному уравнению

$$\frac{\alpha_{ст-в} \cdot (d_k - d_{жт})}{\lambda_в} = 0,023 \cdot \left[\frac{4 \cdot g_в}{\pi \cdot (d_k + d_{жт}) \cdot \mu_в} \right]^{0,8} \cdot \left(\frac{\mu_в \cdot C_{p\ в}}{\lambda_в} \right)^{0,4},$$

где $\mu_в$, $\lambda_в$ - коэффициенты динамической вязкости и теплопроводности воздуха; d_k - внутренний диаметр кожуха.

Полусферическая интегральная степень черноты ПС в рассматриваемом сечении ε_r на некоторой эффективной длине пути луча $S_{\text{эф}}$ может быть определена по формуле

$$\varepsilon_r = 1 - \exp[-(K_c + K_r) \cdot S_{\text{эф}}].$$

Эффективная длина пути луча может быть определена как [65]

$$S_{\text{эф}} = 3,6 \cdot \frac{V}{F},$$

где V , F - внутренний объем и площадь внутренней поверхности ЖТ.

Коэффициент ослабления излучения K_r трехатомных газов (CO_2 и H_2O) в рассматриваемом сечении может быть определен по формуле [69]

$$K_r = \frac{8 + 16,3 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{S_{\text{эф}}}} \cdot \left(1 - 0,38 \cdot \frac{T_r}{1000}\right) \cdot \sqrt{P_{\text{КС}} \cdot (r_{\text{H}_2\text{O}} + r_{\text{CO}_2})},$$

где $r_{\text{H}_2\text{O}}$, r_{CO_2} - объемные доли водяного пара и углекислого газа в составе ПС;

T_r - среднемассовая температура ПС, К; $P_{\text{КС}}$ - давление в КС, МПа.

Коэффициент ослабления излучения сажистыми частицами в рассматриваемом сечении [65]

$$K_c = 7,75 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{T_r^{0,09} \cdot \bar{P}_{\text{КС}} \cdot \left(\frac{C}{H}\right)^2}{\alpha \cdot K_{m0}} \cdot [4,88 \cdot (1 - \eta_r) + 0,2 \cdot \bar{l}],$$

где K_{m0} - стехиометрическое соотношение воздуха и топливного газа; α -

коэффициент избытка воздуха; $\bar{P}_{\text{КС}} = \frac{P_{\text{КС}}}{P_0}$ - относительное давление в КС; η_r -

коэффициент полноты сгорания топливного газа, $\bar{l} = \frac{x}{l}$ - относительная

длина; C , H - массовое содержание углерода и водорода в составе топливного газа.

При газодинамических расчетах КС используется среднемассовая температура ПС, одинаковая по всему сечению ЖТ. В действительности температура ПС T_r очень неравномерна. При расчете лучистого теплового потока $(q_{\text{л}})_{\text{Г-СТ}}$ целесообразно пользоваться эффективной температурой излучения ПС [70]

$$T_{\Gamma \text{эф}} = \theta \cdot \xi \cdot T_{\Gamma}.$$

Коэффициент макронеравномерности θ учитывает неравномерную структуру течения в ЖТ (снижение температуры возле стенок ЖТ и в местах, где сохраняется закрученность потока, а горение не завершено) и определяется по формуле, полученной на основании стендовых испытаний [71, 72]

$$\theta = \frac{10}{9 + \left(\chi \cdot \frac{T_{\Gamma}}{T_{\text{ВВХ}}} \right)^{0,1}}.$$

Оптическая толщина (плотность) излучающей среды [69]

$$\chi = (K_c + K_r) \cdot S_{\text{эф}}.$$

Коэффициент микронеравномерности ξ учитывает неравномерное распределение топливного газа в объеме ЖТ и собственно горения (микрзоны с нерасчетными α) и вычисляется по формуле, полученной из экспериментальных исследований [71, 72]

$$\xi = 1 + K \cdot (1 - \eta_r) \cdot \frac{T_{\Gamma}^{\alpha=1} - T_{\Gamma}}{T_{\Gamma}},$$

где $T_{\Gamma}^{\alpha=1}$ – среднемассовая температура газа при стехиометрическом соотношении K_{m0} ; K – эмпирический коэффициент ($K = 0,4$ при $\alpha \leq 1$; $K = 0,25$ при $\alpha > 1$).

Приведенная степень черноты $\varepsilon_{\text{пр}}$ поверхностей кожуха и ЖТ [69]

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \left(\frac{1}{\varepsilon_{\text{св}}} + \frac{1}{\varepsilon_{\text{кв}}} - 1 \right)^{-1}$$

где $\varepsilon_{\text{св}}$ - степень черноты наружной поверхности ЖТ; $\varepsilon_{\text{кв}}$ - степень черноты внутренней поверхности кожуха.

Таким образом, подставив в уравнение баланса (2.4.2) выбранные указанным образом входящие в него величины и решив его относительно $T_{\text{ст}}$, определяем температуру ЖТ в данном сечении. Повторяя эти операции в разных сечениях, находим изменение $T_{\text{ст}}$ по длине ЖТ.

Результаты теплового расчета КС по разработанной методике представлены в Приложении Г.

На рисунке 2.4.2 приведены зависимости температуры ПС, ЖТ, кожуха и воздуха в кольцевом зазоре по длине КС. При выборе конструкционных материалов с целью обеспечения высокой надежности и длительного ресурса необходимо ориентироваться на максимальные температуры ЖТ и кожуха. Максимальная температура ЖТ $T_{ст} = 707\text{ }^{\circ}\text{C}$ достигается в области примыкания с горелочным камнем диффузионной горелки, а затем уменьшается по длине КС на 7 %. Температура кожуха, наоборот, увеличивается по длине на 12 % и достигает максимального значения $T_k = 645^{\circ}\text{C}$ на выходе из КС, т.к. для принятой конструкции расход охлаждающего воздуха по длине уменьшается.

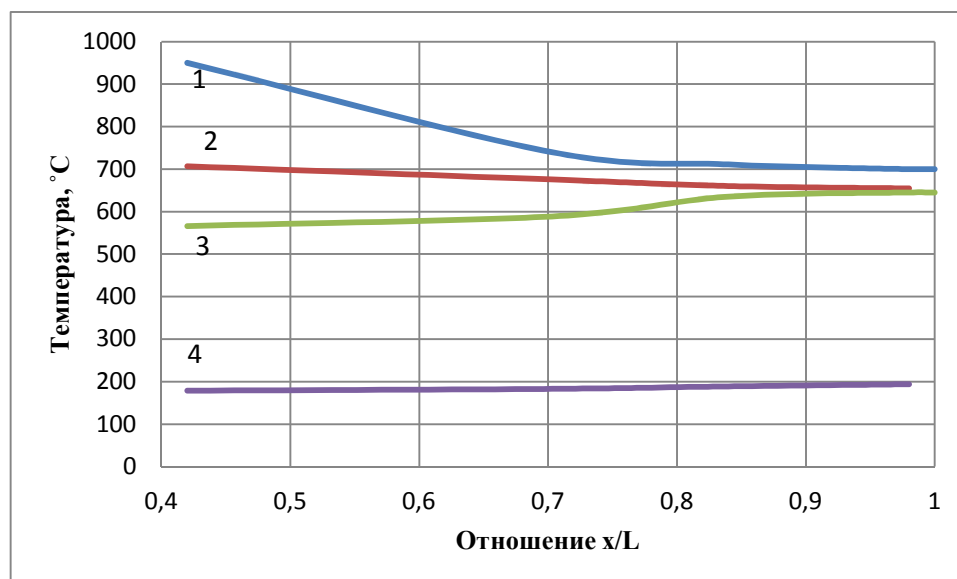


Рис. 2.4.2 – Распределение температур по длине КС: 1- температура ПС; 2- температура ЖТ; 3- температура кожуха; 4- температура воздуха в кольцевом зазоре

На основании проведенных расчетов по предложенной методике получены параметры теплового состояния конструктивных элементов многозонной КС для утилизации разнородных по составу, неочищенных и влажных ПНГ и даны рекомендации по применению материалов для их изготовления.

2.5 Концентрационные пределы горения ПНГ

В ГТУ для утилизации ПНГ с выработкой электрической и тепловой энергии температура газа перед неохлаждаемой турбиной обычно принимается 700 – 950 °С исходя из работоспособности лопаток турбины [73, 74]. При таких условиях становится невозможной организация устойчивого горения. В многозонной КС устойчивое горение обеспечивается в зоне горения при соотношении компонентов, близком к стехиометрическому, а допустимая температура на входе в турбину достигается в зонах дожигания подводом вторичного воздуха [66, 67, 68].

Если состав топливной смеси отличается от стехиометрического, то возрастают потери тепла из зоны пламени на нагрев избытка компонента. Это приводит к снижению теплового эффекта реакции, прогрессивному охлаждению зоны горения и уменьшению скорости распространения пламени. При снижении количества горючего (бедные смеси) или окислителя (богатые смеси) больше критического пламя гаснет на некотором расстоянии от места его инициирования, либо невозможно поджечь такую смесь внешним импульсом тепла. Для смесей окислителя и горючего принято различать верхнюю и нижнюю предельные концентрации горючего. Концентрационные пределы горения не являются физико – химическими константами данного топлива, а зависят от состава топлива, начальной температуры и давления газовой смеси [75, 76]. С повышением начальной температуры концентрационный диапазон воспламенения увеличивается, поскольку в смесь вносится внешнее физическое тепло. При подогреве смеси до температуры воспламенения смесь загорается при любом соотношении газа и воздуха. Изменение начального давления смеси по – разному влияет на концентрационные пределы воспламенения.

Имеющиеся экспериментальные данные по концентрационным пределам горения получены в основном для индивидуальных газов и даже для хорошо исследованных веществ имеются различия по

концентрационным пределам в справочных данных [77]. Для разнородных по составу ПНГ различных месторождений хорошо зарекомендовал себя расчетный метод Ле Шателье [78].

Нижний или верхний пределы воспламенения горючей части ПНГ

$$L = \frac{r_1 + r_2 + \dots + r_n}{\frac{r_1}{L_1} + \frac{r_2}{L_2} + \dots + \frac{r_n}{L_n}}, \text{ об. \%}$$

где $r_1, r_2 \dots r_n$ – содержание горючих компонентов в ПНГ, об.%; $L_1, L_2 \dots L_n$ – верхние или нижние пределы воспламенения горючих компонентов.

Для забалластированного ПНГ верхний или нижний пределы воспламенения

$$L_{\delta} = \frac{1 + \frac{r_{\delta}}{1 - r_{\delta}}}{100 + L \cdot \frac{r_{\delta}}{1 - r_{\delta}}} \cdot 100, \text{ об. \%},$$

где r_{δ} – содержание балластирующих компонентов в составе ПНГ, об. доли.

Коэффициент избытка воздуха на верхнем или нижнем пределах воспламенения для горючей части ПНГ (α) и забалластированного ПНГ α_{δ}

$$\alpha = \left(\frac{100}{L} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_{v0}}; \quad \alpha_{\delta} = \left(\frac{100}{L_{\delta}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_{v0}}.$$

Стехиометрическое объемное соотношение воздуха и ПНГ

$$K_{v0} = K_{m0} \cdot \frac{\rho_{гор}}{\rho_{ок}},$$

где K_{m0} – стехиометрическое массовое соотношение компонентов; $\rho_{гор}$, $\rho_{ок}$ – плотности горючего и окислителя соответственно, вычисляемые по уравнению состояния идеального газа.

При температурах подачи ПНГ в КС энергоустановки от 25 до 150 °С нижний и верхний пределы распространения пламени вычисляются по формулам [79]

$$L_n^t = L_{n\delta} \cdot \left(1 - \frac{t - 25}{1250} \right), \text{ об. \%},$$

$$L_{\varepsilon}^t = L_{\varepsilon\bar{\varepsilon}} \cdot \left(1 - \frac{t - 25}{800}\right), \text{ об. \%},$$

где $L_{н\bar{\varepsilon}}$, $L_{\varepsilon\bar{\varepsilon}}$ – нижний и верхний пределы воспламенения забалластированного ПНГ соответственно; t – температура подачи ПНГ, °C.

В таблице 2.5.1 приведены результаты расчета концентрационных пределов горения по методу Ле Шателье газа месторождения «Шемети-2» с содержанием балластирующих компонентов 37,62 об.%, которые получены при $K_{m0} = 14,9$; $K_{v0} = 15,6$; $t = 160^\circ\text{C}$.

Таблица 2.5.1 – Концентрационные пределы горения ПНГ месторождения «Шемети-2»

Название параметра	Обозначение	Величина
1	2	3
Нижний концентрационный предел горючей части ПНГ, об. %	L_n	2,88
Верхний концентрационный предел горючей части ПНГ, об. %	L_{ε}	11,44
Коэффициент избытка воздуха на нижнем концентрационном пределе горючей части	α_n	2,156
Коэффициент избытка воздуха на верхнем концентрационном пределе горючей части	α_{ε}	0,495
Нижний концентрационный предел забалластированного ПНГ, об. %	$L_{н\bar{\varepsilon}}$	4,77
Верхний концентрационный предел забалластированного ПНГ, об. %	$L_{\varepsilon\bar{\varepsilon}}$	17,90
Коэффициент избытка воздуха на нижнем концентрационном пределе забалластированного ПНГ	$\alpha_{н\bar{\varepsilon}}$	1,277
Коэффициент избытка воздуха на верхнем концентрационном пределе забалластированного ПНГ	$\alpha_{\varepsilon\bar{\varepsilon}}$	0,293
Нижний концентрационный предел забалластированного ПНГ при температуре подачи, об. %	L_n^t	4,25

Продолжение таблицы 2.5.1

1	2	3
Верхний концентрационный предел забалластированного ПНГ при температуре подачи, об. %	L'_g	14,88
Коэффициент избытка воздуха на нижнем концентрационном пределе забалластированного ПНГ при температуре подачи	α'_n	1,436
Коэффициент избытка воздуха на нижнем концентрационном пределе забалластированного ПНГ при температуре подачи	α'_g	0,367

Анализ данных, приведенных в таблице 2.5.1, позволяет сделать следующие выводы.

Содержание балластирующих компонентов в составе ПНГ приводит к увеличению L_n и L_g на 40 % и 36 % соответственно или к уменьшению α_n и α_g на 41 %. Таким образом, диапазон устойчивого горения $\Delta\alpha$ уменьшился на 41 % и для обеспечения устойчивого горения требуется увеличение расхода горючего.

Учет температуры подачи забалластированного ПНГ приводит к увеличению диапазона устойчивого горения $\Delta\alpha$ на 9 %, следовательно, для обеспечения устойчивого горения требуется некоторое уменьшение расхода горючего.

При этом стехиометрическое соотношение компонентов $\alpha = 1$ находится в диапазоне устойчивого горения.

2.6 Выбор хромоникелевых сплавов и использование топливных присадок

Разработанная КС должна надежно функционировать при сжигании ПНГ различных месторождений, отличающихся по составу, влажности и другим параметрам. Для обеспечения ресурса работы до 45000 часов (капитальный ремонт 25000 часов) необходим тщательный выбор хромоникелевых сплавов, работающих в высокотемпературной коррозионно-

активной среде и применение антикоррозионных присадок в составе топливного газа.

С целью качественного выбора конструкционных материалов были проведены термохимические и термодинамические расчеты для определения состава ПС по длине КС (раздел 2.2) и тепловой расчет для определения максимальной температуры ЖТ (раздел 2.4).

В ПС ПНГ наибольшую коррозионную активность имеют H_2SO_4 , SO , SO_2 , SO_3 . Серосодержащие газы очень агрессивны как для сталей и сплавов, так и цветных металлов. Меньше всего сернистые газы действуют на хром, поэтому с точки зрения скорости окисления хромистые стали предпочтительнее хромоникелевых. Например, при прочих равных условиях высокохромистые стали 15X25T имеют скорость коррозии приблизительно 0,003 мм/год, а хромоникелевые стали типа X21H5T и 12X18H10T – 0,01 мм/год [80]. Содержание никеля в составе сплава необходимо не для уменьшения скорости окисления, а для обеспечения хороших механических свойств.

Подбором состава сплавов невозможно добиться достаточной стойкости материалов к агрессивному действию серосодержащих газов при высоких температурах, а можно только говорить об относительном улучшении коррозионной стойкости. В этом направлении перспективным считается поверхностное легирование высокохромистых сплавов, обеспечивающее получение оксидных пленок на поверхности материалов при работе в серосодержащих газах при высокой температуре.

Анализ [81] показывает, что в настоящее время отечественная промышленность располагает жаростойкими и жаропрочными конструкционными сталями и сплавами, которые могут быть использованы для длительной службы в обычных бессернистых окислительных средах при температурах до 1200 °С. Стали типа X18H8 рекомендуется использовать до 800–850 °С, стали типа X23H18 – до 1000 °С, стали типа X25H20 – до 1050 °С, стали типа X20H80 обеспечивают надежную работу до 1100 °С, сплавы

ХН70Ю и ХН60Ю – до 1200 °С. Применение этих промышленных сталей и сплавов для оборудования, работающего в условиях коррозии в ПС серосодержащих топлив, нецелесообразно при $T \leq 600$ °С [80].

Исследования показали [82], что на способность сопротивления высокотемпературному окислению влияет отношение содержаний никеля и хрома в высокохромистых никелевых сплавах χ . Например, жаростойкость сплава типа Х40Н50 ($\chi = 1,37$) выше жаростойкости сплава Х28Н48В5 ($\chi = 1,63$). Дальнейшие разработки в этом направлении позволили получить еще более жаропрочный сплав типа Х36Н40 с показателем $\chi = 1,13$ для работы в серосодержащих средах. Испытания сплавов 15Х25Т, 20Х23Н18, 15Х25Н19С3, Х40Н50, Х28Н48ВБ и Х36Н40, проведенные при температуре 800 °С, содержании SO_2 в ПС $\delta_{SO_2} = 0,3$ % и содержании O_2 в ПС $\delta_{O_2} = 12$ %, показали, что скорость коррозии сплавов 15Х25Т, Х28Н48ВБ, 20Х23Н18 выше скорости коррозии сплава Х36Н40 в 1,1; 1,5; 2,2 раза соответственно.

Для снижения концентрации коррозионно - активных и вредных веществ и образования антикоррозионной пленки на поверхности конструкционных материалов целесообразно применение антикоррозионных добавок на входе в КС ГТУ.

Основным назначением ингибиторов коррозии являются снижение агрессивности газовых сред, а также предотвращение активного контакта металлической поверхности с коррозионно - активной средой. Это достигается путем введения ингибитора в коррозионную среду, в результате чего резко уменьшается активность ее ионов, атомов и молекул. Кроме того, на металле образуется моно- или полиатомная адсорбционная пленка, которая существенно ограничивает площадь контакта поверхности с коррозионной средой и служит весьма надежным барьером, препятствующим протеканию процессов саморастворения. При этом важно, чтобы ингибитор обладал хорошей растворимостью в коррозионной среде и высокой адсорбционной способностью.

По разработанным алгоритмам и программам проведены расчеты составов ПС при использовании специальных добавок [83, 84]. В таблице 2.6.1 представлены результаты расчетов, отражающие влияние добавки анилина с массовой долей $\sigma m_d = (0,01; 0,1; 0,5) \%$ в составе влажного ПНГ месторождения «Шемети-2» на концентрацию коррозионноактивных и вредных веществ в составе ПС при $T_{рт} = 650^\circ\text{C}$. Параметр δ_c показывает уменьшение ($\delta_c < 0$) или увеличение ($\delta_c > 0$) концентраций C коррозионноактивных и вредных веществ в составе ПС с использованием добавки по сравнению с концентрациями C_0 без использования добавки.

Таблица 2.6.1 – Концентрация коррозионноактивных и вредных веществ в ПС при использовании анилиновой добавки

$\sigma m_{\text{д}}, \%$	0	0,01		0,1		0,5	
Формула вещества	C ₀ , ppm	C, ppm	$\delta_{\text{C}}, \%$	C, ppm	$\delta_{\text{C}}, \%$	C, ppm	$\delta_{\text{C}}, \%$
H_2O	$5,399 \cdot 10^5$	$5,359 \cdot 10^5$	-0,75	$5,359 \cdot 10^5$	-0,75	$5,338 \cdot 10^5$	-1,13
SO_2	$1,517 \cdot 10^5$	$1,359 \cdot 10^5$	-10,40	$1.354 \cdot 10^5$	-10,73	$1,349 \cdot 10^5$	-11,07
SO_3	44,2	39,926	-9,67	39,873	-9,79	39,674	-10,24
NO	$3,92 \cdot 10^2$	$3,884 \cdot 10^2$	-0,92	$3,885 \cdot 10^2$	-0,90	$3,885 \cdot 10^2$	-0,90
NO_2	29,23	29,131	-0,34	29,131	-0,34	29,131	-0,34
N_2O	$6,014 \cdot 10^{-2}$	$6,0 \cdot 10^{-2}$	-0,70	$5,9 \cdot 10^{-2}$	-1,37	$5,9 \cdot 10^{-2}$	-1,37
HNO_2	0,16	0,159	-0,58	0,159	-0,58	0,158	-0,97
CO_2	$2,279 \cdot 10^5$	$2,279 \cdot 10^5$	0	$2,289 \cdot 10^5$	+0,46	$2,289 \cdot 10^5$	+0,46
H_2SO_4	$1,271 \cdot 10^{-2}$	$1,2 \cdot 10^{-2}$	-5,38	$1,198 \cdot 10^{-2}$	-5,71	$1,194 \cdot 10^{-2}$	-6,04

Анализ результатов, представленных в табл. 2.6.1 позволяет сделать следующие выводы:

- использование присадок в составе горючего снижает концентрацию серосодержащих коррозионноактивных веществ более чем на 10 %;
- уменьшение массовой доли добавок от 0,5 до 0,01 % практически не изменяет концентрацию коррозионноактивных и токсичных веществ в

составе ПС, а потребный годовой запас добавок уменьшается с 5000 до 100 кг/год. Поэтому при утилизации ПНГ в ГТУ блочно-модульного типа целесообразно использование добавок в составе топливного газа с массовой долей менее 0,01%.

Таким образом, для увеличения ресурса работы ГТУ при утилизации забалластированного серо- и конденсатосодержащего ПНГ предлагается использование следующих мероприятий:

- применение специальных антикоррозионных добавок, впрыскиваемых в топливный газ на входе в КС;
- подогрев топливного газа в теплообменнике перед подачей в КС отработанными на турбинах газами;
- применение сплавов типа 15X25Т для ненагруженных деталей и Х36Н40 для нагруженных деталей.

Реализация данных мероприятий позволит обеспечить повышение реального ресурса ГТУ до 4–5 лет в условиях утилизации неочищенного, влажного ПНГ с содержанием H_2S до 7 % при толщинах конструктивных элементов 3–4 мм [85].

2.7 Методика проектирования универсальной КС

Проведенные исследования позволили сформулировать следующую методику проектирования универсальной КС.

1. Определение режимных параметров КС как подсистемы отечественной ГТУ блочно-модульного типа.
2. Определение концентрационных пределов горения по коэффициенту избытка воздуха (α) для разнородных по составу и теплотворной способности ПНГ различных месторождений.
3. Определение универсального диапазона концентрационных пределов горения для ПНГ различных месторождений.

4. Выбор универсального значения α в зоне горения из общей области устойчивого горения.

5. Выбор ПНГ с максимальным содержанием сероводорода, балластирующих компонентов, тяжелых углеводородов в качестве номинального топливного газа.

6. Проведение термодинамических расчетов с целью определения параметров горения и состава ПС при различных α .

7. Определение α в выходном сечении КС по температуре ПС на входе в сопловой аппарат турбины и выбор линейного распределения α по длине ЖТ [64].

8. Определение геометрических параметров КС [14]

а) основные параметры (длина, диаметр) рассчитываются с учетом неравномерности температурного поля на входе в сопловой аппарат турбины;

б) параметры узлов подвода вторичного воздуха определяются с использованием соотношения скоростных напоров радиального и осевого потоков и проверкой глубины проникновения струи вторичного воздуха [15].

9. Определение теплового состояния конструктивных элементов КС в характерных сечениях по длине с использованием уравнения теплового баланса [65].

10. Выбор конструкционных материалов элементов КС по данным термодинамического и теплового расчетов КС.

11. Для оптимизации параметров горения и определения условий локализации пламени в центральной области КС целесообразно применение численного моделирования внутрикамерного процесса.

Выводы

На примере эксплуатации установок С-65 и С-200 фирмы Capstone на малодебитных месторождениях Пермского края показана необходимость разработки специальной КС в составе блочно-модульной ГТУ отечественного производства для утилизации разнородных по составу нефтяных газов. Проанализированы составы нефтяных газов различных месторождений по содержанию балластирующих компонентов, сероводорода и тяжелых углеводородов. Определены составы и параметры ПС при различных значениях коэффициента избытка воздуха в утилизационной камере. Рассчитаны концентрационные пределы горения ПНГ, а также режимные, геометрические и тепловые характеристики многозонной КС в составе ГТУ мощностью 145 кВт. Предложены материалы для изготовления конструктивных элементов КС при их работе в условиях агрессивной среды.

ГЛАВА 3 Метод численного моделирования рабочего процесса в КС для утилизации нефтяных и техногенных газов

3.1 Математическая модель рабочего процесса

Рассматривается цилиндрическая многозонная КС, в которой зона горения обеспечивает устойчивость процесса, а зоны разбавления служат для обеспечения необходимых параметров на входе в газовую турбину. Процессы в газовой смеси рассматриваются в подходе Эйлера. Система уравнений в частных производных, описывающая трехмерное турбулентное течение с горением имеет следующий вид [89].

Уравнение неразрывности

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho V_x) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho V_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi}(\rho V_\varphi) = 0, \quad (3.1.1)$$

где ρ - плотность газовой смеси; V_x , V_r , V_φ - осевая, радиальная и окружная скорости газа.

Уравнение сохранения осевой компоненты импульса

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x}(\rho V_x V_x) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho V_r V_x) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi}(\rho V_\varphi V_x) = \\ = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial V_x}{\partial x}\right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}\left(r \mu \frac{\partial V_x}{\partial r}\right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi}\left(\mu \frac{1}{r} \frac{\partial V_x}{\partial \varphi}\right), \end{aligned} \quad (3.1.2)$$

где μ - коэффициент эффективной динамической вязкости газовой смеси; P - давление.

Уравнение сохранения радиальной компоненты импульса

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x}(\rho V_x V_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho V_r V_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi}(\rho V_\varphi V_r) = \\ = -\frac{\partial P}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial V_r}{\partial x}\right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}\left(r \mu \frac{\partial V_r}{\partial r}\right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi}\left(\mu \frac{1}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \varphi}\right). \end{aligned} \quad (3.1.3)$$

Уравнение сохранения окружной компоненты импульса

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x}(\rho V_x V_\varphi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho V_r V_\varphi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi}(\rho V_\varphi V_\varphi) = \\ = -\frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \varphi} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial V_\varphi}{\partial x}\right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}\left(r \mu \frac{\partial V_\varphi}{\partial r}\right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi}\left(\mu \frac{1}{r} \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi}\right). \end{aligned} \quad (3.1.4)$$

Уравнение сохранения энергии

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x}(\rho V_x H) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho V_r H) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi}(\rho V_\varphi H) = \\ = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\lambda}{C_p} \frac{\partial H}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\lambda}{C_p} \frac{\partial H}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{\lambda}{C_p} \frac{1}{r} \frac{\partial H}{\partial \varphi} \right) + Q_{xp}, \end{aligned} \quad (3.1.5)$$

где H , C_p , λ - энтальпия, изобарная теплоемкость и коэффициент эффективной теплопроводности газовой смеси; Q_{xp} - изменение теплосодержания газа за счет химической реакции горения.

Уравнение сохранения смесевой доли в составе ПС

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x}(\rho V_x \psi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho V_r \psi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi}(\rho V_\varphi \psi) = \\ = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu}{\sigma_\psi} \frac{\partial \psi}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\mu}{\sigma_\psi} \frac{\partial \psi}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{\mu}{\sigma_\psi} \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial \varphi} \right) + W \end{aligned} \quad (3.1.6)$$

где W - скорость химической реакции горения; эффективное число Шмидта $\sigma_\psi = 0,9$.

Уравнение сохранения концентрации горючего в топливовоздушной смеси

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x}(\rho V_x C_z) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho V_r C_z) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi}(\rho V_\varphi C_z) = \\ = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu}{\sigma_\psi} \frac{\partial C_z}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\mu}{\sigma_\psi} \frac{\partial C_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{\mu}{\sigma_\psi} \frac{1}{r} \frac{\partial C_z}{\partial \varphi} \right) - W \end{aligned} \quad (3.1.7)$$

Уравнение для кинетической энергии турбулентности

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x}(\rho V_x k) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho V_r k) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi}(\rho V_\varphi k) = \\ = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\mu}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{\mu}{\sigma_k} \frac{1}{r} \frac{\partial k}{\partial \varphi} \right) + G_k - \rho \varepsilon \end{aligned} \quad (3.1.8)$$

где эффективное число Шмидта – Прандтля $\sigma_k = 0,9$.

Генерация турбулентности

$$G_k = \mu_t \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial V_x}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_r}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial V_x}{\partial r} + \frac{\partial V_r}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_r}{r \partial \varphi} + r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{V_\varphi}{r} \right) \right)^2 + \left(\frac{\partial V_\varphi}{\partial x} + \frac{\partial V_r}{r \partial \varphi} \right)^2 \right\}$$

Уравнение для скорости диссипации кинетической энергии турбулентности

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x}(\rho V_x \varepsilon) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho V_r \varepsilon) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi}(\rho V_\varphi \varepsilon) = \\ & = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\mu}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{\mu}{\sigma_\varepsilon} \frac{1}{r} \frac{\partial \varepsilon}{\partial \varphi} \right) + C_1 G_k \frac{\varepsilon}{k} - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (3.1.9)$$

где эффективное число Шмидта – Прандтля $\sigma_\varepsilon = 1,22$, а эмпирические константы модели $C_1 = 1,44$ и $C_2 = 1,92$.

Эффективная вязкость μ вычисляется как сумма молекулярной вязкости μ_m и турбулентной вязкости μ_t , а эффективная теплопроводность λ выражается через эффективную вязкость и эффективное число Прандтля

$$\begin{aligned} \mu &= \mu_m + \mu_t = \mu_m + C_D \rho \frac{k^2}{\varepsilon}; \\ \lambda &= \frac{\mu C_p}{Pr_{eff}}, \end{aligned}$$

где эффективное число Прандтля $Pr_{eff} = 0,9$, а эмпирическая константа модели $C_D = 0,09$.

Скорость горения топливного газа может зависеть от скорости турбулентного смешения в масштабе турбулентных пульсаций и химико-кинетического взаимодействия горючего с окислителем. В общем случае она определяется выражением

$$W = \min\{W_T, W_X\}.$$

Скорость химического взаимодействия горючего с окислителем по механизму брутто-реакции аррениусовского типа W_X определяется выражением

$$W_X = k_0 \rho C_z \exp\left(-\frac{E}{R_0 T}\right),$$

где R_0 - универсальная газовая постоянная; E - энергия активации; k_0 - предэкспоненциальный множитель.

Скорость турбулентного смешения определяется следующим образом

$$W_T = A_w \rho \frac{\varepsilon}{k} \min \left\{ C_z, \frac{C_o}{K_{m0}} \right\},$$

где C_o - концентрация окислителя в топливовоздушной смеси; K_{m0} - стехиометрическое массовое соотношение компонентов; k - кинетическая энергия турбулентности; ε - скорость диссипации кинетической энергии турбулентности; A_w - константа скорости турбулентного горения.

Смесевая доля ψ сгоревшего топливного газа g'_z в общем расходе ПС

$$\psi = \frac{g'_z}{g_{nc}} = \frac{1}{K_m + 1}; \quad 1 - \psi = \frac{g'_o}{g_{nc}}; \quad g'_z + g'_o = g_{nc}$$

позволяет рассматривать как гетерогенные ($\psi = 0$ или $\psi = 1$), так и гомогенные смеси ($0 < \psi < 1$).

Важнейшей характеристикой рабочего процесса является коэффициент избытка окислителя α , который вычисляется по формуле

$$\alpha = \frac{1 - \psi}{K_{m0} \psi}. \quad (3.1.10)$$

Концентрация ПС

$$C_{nc} = 1 - C_z (1 + K_m) = 1 - \frac{C_z}{\psi}. \quad (3.1.11)$$

Концентрация окислителя в составе ПС

$$C_o = 1 - C_z - C_{nc}. \quad (3.1.12)$$

3.2 Дискретные аналоги уравнений рабочего процесса и их решение

Объем КС разбивается на систему контрольных объемов (i, j, k) с размерами $dx, dr, rd\varphi$, где i, j, k – порядковые номера контрольных объемов по направлениям x, r, φ соответственно (рисунок 3.2.1). Переход к дискретным аналогам уравнений сохранения газовой фазы осуществляется методом контрольного объема с использованием смещенной сетки, когда компоненты скорости вычисляются на гранях, а остальные параметры – в

центрах контрольных объемов [87, 88, 89]. Для реализации ячеечно-поверхностных граничных условий вводятся фиктивные ячейки.

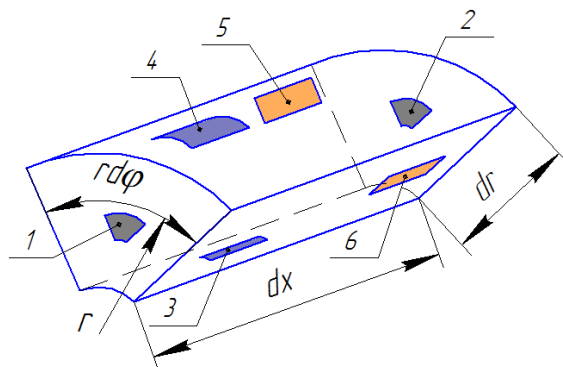


Рисунок 3.2.1 – Контрольный объем

Рассмотрение дифференциальных уравнений газовой фазы (3.1.2 - 3.1.9) показывает, что зависимые переменные подчиняются обобщенному закону сохранения

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x}(\rho V_x \Phi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho V_r \Phi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi}(\rho V_\varphi \Phi) = \\ = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\Gamma \frac{1}{r} \frac{\partial \Phi}{\partial \varphi} \right) + S \end{aligned} \quad (3.2.1)$$

В уравнение (3.2.1) входят конвективный, диффузионный и источниковый члены. Конкретные виды коэффициента диффузии Γ и источникового члена S зависят от смысла переменной Φ . Они определены для каждой зависимой переменной и вписаны в таблицу 3.2.1

Таблица 3.2.1 – Параметры обобщенного закона сохранения

Переменная	Φ	Γ	S
Осевая скорость	V_x	μ	$-\frac{\partial P}{\partial x}$
Радиальная скорость	V_r	μ	$-\frac{\partial P}{\partial r}$
Окружная скорость	V_φ	μ	$-\frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \varphi}$
Температура	T	$\frac{\lambda}{C_p}$	Q_{xp}
Смесевая доля горючего в составе ПС	ψ	$\frac{\mu}{\sigma_\varphi}$	W
Концентрация горючего в топливо-воздушной смеси	C_ε	$\frac{\mu}{\sigma_\varphi}$	$-W$

Источниковый член S по возможности целесообразно представлять в виде линейной функции от переменной

$$S = S_c - S_p \Phi \quad (3.2.2)$$

для улучшения сходимости и устойчивости итерационного процесса при решении дискретных аналогов.

Введя в рассмотрение конвективно-диффузионные потоки

$$\begin{aligned} j_x &= \rho V_x \Phi - \Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial x}, \\ j_r &= \rho V_r \Phi - \Gamma \frac{\partial \Phi}{r \partial r}, \\ j_\varphi &= \rho V_\varphi \Phi - \Gamma \frac{\partial \Phi}{r \partial \varphi}, \end{aligned} \quad (3.2.3)$$

обобщенное уравнение (3.3.1) можно представить в следующем виде

$$\frac{\partial j_x}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r j_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial j_\varphi}{\partial \varphi} = S. \quad (3.2.4)$$

Проинтегрировав уравнение (3.2.3) по контрольному объему (i, j, k) и введя в рассмотрение проинтегрированные по граням конвективно-диффузионные потоки

$$\begin{aligned} J_1 &= (j_x)_1 r_j d\varphi dr; \\ J_2 &= (j_x)_2 r_j d\varphi dr; \\ J_3 &= (j_r)_3 (r_j - 0,5\Delta r) d\varphi dx; \\ J_4 &= (j_r)_4 (r_j + 0,5\Delta r) d\varphi dx; \\ J_5 &= (j_\varphi)_5 dx d\varphi; \\ J_6 &= (j_\varphi)_6 dx d\varphi, \end{aligned} \quad (3.2.5)$$

получим дискретный аналог обобщенного уравнения в следующем виде

$$[J_2 - J_1 + J_4 - J_3 + J_6 - J_5]_{i,j,k} = S_{i,j,k} r_j dx dr d\varphi. \quad (3.2.6)$$

Конвективно-диффузионные потоки через грани контрольных объемов могут быть представлены следующим образом

$$\begin{aligned}
 (J_1)_{i,j,k} &= (\alpha_1)_{i,j,k} (\Phi_{i-1,j,k} - \Phi_{i,j,k}); \\
 (J_2)_{i,j,k} &= (\alpha_2)_{i,j,k} (\Phi_{i,j,k} - \Phi_{i+1,j,k}); \\
 (J_3)_{i,j,k} &= (\alpha_3)_{i,j,k} (\Phi_{i,j-1,k} - \Phi_{i,j,k}); \\
 (J_4)_{i,j,k} &= (\alpha_4)_{i,j,k} (\Phi_{i,j,k} - \Phi_{i,j+1,k}); \\
 (J_5)_{i,j,k} &= (\alpha_5)_{i,j,k} (\Phi_{i,j,k-1} - \Phi_{i,j,k}); \\
 (J_6)_{i,j,k} &= (\alpha_6)_{i,j,k} (\Phi_{i,j,k} - \Phi_{i,j,k+1}).
 \end{aligned} \tag{3.2.7}$$

Коэффициенты $(\alpha_1)_{i,j,k}$ - $(\alpha_6)_{i,j,k}$ на гранях контрольных объемов учитывают влияние конвекции и диффузии, которые зависят от массовых расходов

$$\begin{aligned}
 (G_1)_{i,j,k} &= (\rho_1 V_1)_{i,j,k} r_j d\varphi dr; \\
 (G_2)_{i,j,k} &= (\rho_2 V_2)_{i,j,k} r_j d\varphi dr; \\
 (G_3)_{i,j,k} &= (\rho_3 V_3)_{i,j,k} (r_j - 0,5dr) d\varphi \cdot dx; \\
 (G_4)_{i,j,k} &= (\rho_4 V_4)_{i,j,k} (r_j + 0,5dr) d\varphi \cdot dx; \\
 (G_5)_{i,j,k} &= (\rho_5 V_5)_{i,j,k} dr \cdot dx; \\
 (G_6)_{i,j,k} &= (\rho_6 V_6)_{i,j,k} dr \cdot dx
 \end{aligned} \tag{3.2.8}$$

и диффузионных проводимостей

$$\begin{aligned}
 (D_1)_{i,j,k} &= \frac{(\Gamma_1)_{i,j,k}}{dx} r_j dr d\varphi; \\
 (D_2)_{i,j,k} &= \frac{(\Gamma_2)_{i,j,k}}{dx} r_j dr d\varphi; \\
 (D_3)_{i,j,k} &= \frac{(\Gamma_3)_{i,j,k}}{dr} (r_j - 0,5dr) dx d\varphi; \\
 (D_4)_{i,j,k} &= \frac{(\Gamma_4)_{i,j,k}}{dr} (r_j + 0,5dr) dx d\varphi; \\
 (D_5)_{i,j,k} &= \frac{(\Gamma_5)_{i,j,k}}{r_j d\varphi} dr dx; \\
 (D_6)_{i,j,k} &= \frac{(\Gamma_6)_{i,j,k}}{r_j d\varphi} dr dx
 \end{aligned} \tag{3.2.9}$$

через грани контрольных объемов.

Отношение интенсивностей конвекции и диффузии на гранях контрольных объемов характеризуется числом Пекле $Pe = G/D$. Известные в практике численного моделирования различные схемы можно получать выбором функции $A(Pe)$, приведенных в таблице 3.2.2.

Таблица 3.2.2 – Схемы численного моделирования

Схема	Зависимость $A(Pe)$
Центрально-разностная	$1 - 0,5 Pe $
С разностями против потока	1
Комбинированная	$\max[0, 5 - 0,5 Pe]$
Со степенным законом	$\max[0, 1 - 0,1 Pe ^5]$

Для дальнейшего использования рекомендуется схема со степенным законом, которая является аппроксимацией экспоненциальной (точной) схемы, полученной на основе аналитического решения одномерной задачи. При числах $Pe > 10$ схема со степенным законом превращается в схему против потока без учета диффузионных явлений на гранях контрольных объемов. При использовании любой схемы коэффициенты дискретного аналога определяются следующим образом

$$\begin{aligned}
 \alpha_1 &= D_1 A(Pe_1) + \max[0, G_1]; \\
 \alpha_2 &= D_2 A(Pe_2) + \max[0, -G_2]; \\
 \alpha_3 &= D_3 A(Pe_3) + \max[0, G_3]; \\
 \alpha_4 &= D_4 A(Pe_4) + \max[0, -G_4]; \\
 \alpha_5 &= D_5 A(Pe_5) + \max[0, G_5]; \\
 \alpha_6 &= D_6 A(Pe_6) + \max[0, -G_6].
 \end{aligned} \tag{3.2.10}$$

В результате получается дискретный аналог обобщенного закона сохранения, имеющий вид систем линейных алгебраических уравнений с переменными коэффициентами

$$\begin{aligned}
 \alpha_{i,j,k} \Phi_{i,j,k} &= (\alpha_1)_{i,j,k} \Phi_{i-1,j,k} + (\alpha_2)_{i,j,k} \Phi_{i+1,j,k} + (\alpha_3)_{i,j,k} \Phi_{i,j-1,k} + \\
 &+ (\alpha_4)_{i,j,k} \Phi_{i,j+1,k} + (\alpha_5)_{i,j,k} \Phi_{i,j,k-1} + (\alpha_6)_{i,j,k} \Phi_{i,j,k+1} + \beta_{i,j,k},
 \end{aligned} \tag{3.2.11}$$

где
$$\alpha_{i,j,k} = (\alpha_1)_{i,j,k} + (\alpha_2)_{i,j,k} + (\alpha_3)_{i,j,k} + (\alpha_4)_{i,j,k} + (\alpha_5)_{i,j,k} + (\alpha_6)_{i,j,k} + r_j dr dx d\varphi(S_p)_{i,j,k};$$
$$\beta_{i,j,k} = r_j dr dx d\varphi(S_c)_{i,j,k}$$

Полученные подобным образом дискретные аналоги выражают законы сохранения массы, энергии и импульса для конечного контрольного объема так же, как исходные дифференциальные уравнения выражают законы сохранения для бесконечно малого контрольного объема. Одним из важных свойств метода контрольного объема является то, что в нем заложено точное интегральное сохранение массы, энергии и импульса на любой группе контрольных объемов, а не только в предельном случае очень большого их числа.

Для решения системы линейных алгебраических уравнений возможно применение прямых или итерационных методов. Для линейных задач, в которых необходимо только один раз обратиться к процедуре решения алгебраических уравнений, можно использовать прямые методы. В нелинейных задачах уравнения решаются с неоднократно подправленными коэффициентами, поэтому применение прямых методов представляется нерациональным.

Из многих итерационных методов решения системы линейных алгебраических уравнений целесообразно использовать метод переменных направлений (полинейный метод) [90], который является комбинацией прямого метода TDMA для одномерных задач и итерационного метода Гаусса-Зейделя. Иллюстрация полинейной схемы представлена на рисунке.

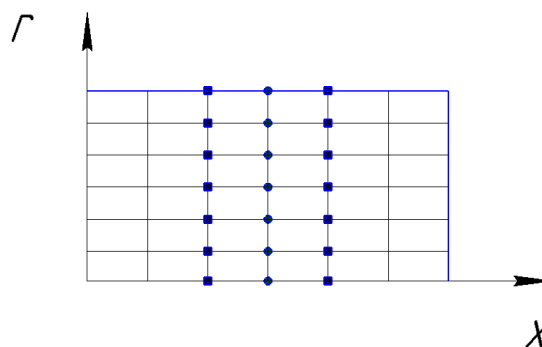


Рисунок 3.2.2 – Иллюстрация итерационного метода переменных направлений

Дискретный аналог для узловых точек вдоль выбранной линии (показанных на рисунке кружками) решается методом TDMA (прогонки), при этом он содержит самые последние (в итерационном смысле) значения переменных двух соседних линий (показанных на рисунке квадратами). Эта процедура выполняется для всех линий в направлении оси r и может быть аналогично выполнена для всех линий в направлении оси x .

Сходимость полинейного метода более быстрая, чем в поточечном методе Гаусса-Зейделя, поскольку информация о граничных условиях с концов линии по r сразу передается во внутреннюю часть области независимо от того, сколько точек лежит на линии. С помощью перемены направлений, в которых TDMA применяется вдоль оси x , можно быстро передать информацию о граничных условиях по x внутрь области.

Для прогонки вдоль линий по оси x дискретный аналог (3.2.11) преобразуем к виду

$$a_i \Phi_{i-1,j,k} - c_i \Phi_{i,j,k} + b_i \Phi_{i+1,j,k} = -d_i, \quad (3.2.12)$$

где $a_i = (\alpha_1)_{i,j,k}$; $b_i = (\alpha_2)_{i,j,k}$; $c_i = \alpha_{i,j,k}$;

$$d_i = (\alpha_3)_{i,j,k} \Phi_{i,j-1,k} + (\alpha_4)_{i,j,k} \Phi_{i,j+1,k} + (\alpha_5)_{i,j,k} \Phi_{i,j,k-1} + (\alpha_6)_{i,j,k} \Phi_{i,j,k+1} + \beta_{i,j,k}.$$

Прогоночные коэффициенты в процессе прямого хода вычисляются по рекуррентным соотношениям

$$\begin{aligned} (Pk_1)_i &= \frac{b_i}{c_i - a_i (Pk_1)_{i-1}}; \\ (Pk_2)_i &= \frac{d_i + a_i (Pk_2)_{i-1}}{c_i - a_i (Pk_1)_{i-1}}. \end{aligned} \quad (3.2.13)$$

Начальные значения $(Pk_1)_1$ и $(Pk_2)_1$ определяются в соответствии с граничными условиями на входе в камеру.

Переменные $\Phi_{i,j,k}$ в процессе обратного хода вычисляются по формуле

$$\Phi_{i,j,k} = (Pk_1)_i \Phi_{i+1,j,k} + (Pk_2)_i. \quad (3.2.14)$$

Конечное значение $\Phi_{ik+1,j,k}$ определяется в соответствии с условиями в выходном сечении КС.

Для прогонки вдоль линий по оси r дискретный аналог (3.3.11) преобразуется к виду

$$a_j \Phi_{i,j-1,k} - c_j \Phi_{i,j,k} + b_j \Phi_{i,j+1,k} = -d_j, \quad (3.2.15)$$

где $a_j = (\alpha_3)_{i,j,k}$; $b_j = (\alpha_4)_{i,j,k}$; $c_j = \alpha_{i,j,k}$;

$$d_j = (\alpha_1)_{i,j,k} \Phi_{i-1,j,k} + (\alpha_2)_{i,j,k} \Phi_{i+1,j,k} + (\alpha_5)_{i,j,k} \Phi_{i,j,k-1} + (\alpha_6)_{i,j,k} \Phi_{i,j,k+1} + \beta_{i,j,k}.$$

Прогоночные коэффициенты в процессе прямого хода вычисляются по рекуррентным соотношениям

$$\begin{aligned} (Pk_1)_j &= \frac{b_j}{c_j - a_j(Pk_1)_{j-1}}; \\ (Pk_2)_j &= \frac{d_j + a_j(Pk_2)_{j-1}}{c_j - a_j(Pk_1)_{j-1}}. \end{aligned} \quad (3.2.16)$$

Начальные значения $(Pk_1)_1$ и $(Pk_2)_1$ определяются в соответствии с условиями на оси симметрии.

Переменные $\Phi_{i,j,k}$ в процессе обратного хода вычисляются по формуле

$$\Phi_{i,j,k} = (Pk_1)_j \Phi_{i,j+1,k} + (Pk_2)_j. \quad (3.2.17)$$

Конечное значение $\Phi_{i,jk+1,k}$ определяется в соответствии с условиями на боковой стенке камеры.

Для прогонки вдоль линий в окружном направлении по оси φ дискретный аналог (3.2.11) преобразуется к виду

$$a_k \Phi_{i,j,k-1} - c_k \Phi_{i,j,k} + b_k \Phi_{i,j,k+1} = -d_k, \quad (3.2.18)$$

где $a_k = (\alpha_5)_{i,j,k}$; $b_k = (\alpha_6)_{i,j,k}$; $c_k = \alpha_{i,j,k}$;

$$d_k = (\alpha_1)_{i,j,k} \Phi_{i-1,j,k} + (\alpha_2)_{i,j,k} \Phi_{i+1,j,k} + (\alpha_3)_{i,j,k} \Phi_{i,j-1,k} + (\alpha_4)_{i,j,k} \Phi_{i,j+1,k} + \beta_{i,j,k}.$$

Прогоночные коэффициенты в процессе прямого хода вычисляются по рекуррентным соотношениям

$$\begin{aligned} (Pk_1)_k &= \frac{b_k}{c_k - a_k(Pk_1)_{k-1}}; \\ (Pk_2)_k &= \frac{d_k + a_k(Pk_2)_{k-1}}{c_k - a_k(Pk_1)_{k-1}}. \end{aligned} \quad (3.2.19)$$

Начальные значения $(Pk_1)_1$ и $(Pk_2)_1$ определяются в соответствии с условиями в плоскости $\varphi = 0,2\pi$.

Переменные $\Phi_{i,j,k}$ в процессе обратного хода вычисляются по формуле

$$\Phi_{i,j,k} = (Pk_1)_k \Phi_{i,j,k+1} + (Pk_2)_k. \quad (3.2.20)$$

Конечное значение $\Phi_{i,j,kk+1}$ определяется в соответствии с условиями в плоскости $\varphi = 0,2\pi$.

Для обеспечения устойчивости численной процедуры используется нижняя релаксация, т.е. значение зависимой переменной после выполнения очередной итерации определяется выражением

$$\Phi_{i,j,k} = \beta(\Phi_{i,j,k})_{нов} + (1 - \beta)(\Phi_{i,j,k})_{см}, \quad (3.2.21)$$

где $(\Phi_{i,j,k})_{нов}$, $(\Phi_{i,j,k})_{см}$ - значения, полученные на текущей и предыдущей итерациях соответственно, параметр релаксации $0 < \beta < 1$.

Нет общих правил для выбора наилучшего значения β . Оптимальное значение зависит от целого ряда факторов, таких, как физическая основа задачи, число и размеры контрольных объемов. Обычно подходящее значение β можно найти из предварительных расчетов данной задачи. Большое число расчетов течений жидкости и газа получено при использовании значений $0,5 \leq \beta \leq 0,8$ [90].

3.3 Действительные поля скоростей и давления

Для определения действительного поля скоростей используется модифицированный алгоритм SIMPLE, предполагающий, что уравнение неразрывности (3.1.1) не решается явно, а используется для корректировки поля давления.

Поле течения по объему камеры определяется в два этапа. На первом этапе с использованием приближенного поля давления определяется промежуточное поле скоростей. На втором этапе с использованием

корректировочных давлений определяются действительные поля давлений и скоростей.

Осевая, радиальная и окружная скорости вычисляются на гранях основных контрольных объемов (i, j, k) , т.е. в центрах смещенных объемов $(i-0.5, j, k)$; $(i, j-0.5, k)$; $(i, j, k-0.5)$ соответственно. Дискретные аналоги промежуточных скоростей с использованием приближенного поля давлений записываются следующим образом

$$\begin{aligned}
 \alpha_{i-0.5, j, k} (V_x^*)_{i-0.5, j, k} &= (\alpha_1)_{i-0.5, j, k} (V_x^*)_{i-1.5, j, k} + (\alpha_2)_{i-0.5, j, k} (V_x^*)_{i+0.5, j, k} + \\
 &+ (\alpha_3)_{i-0.5, j, k} (V_x^*)_{i-0.5, j-1, k} + (\alpha_4)_{i-0.5, j, k} (V_x^*)_{i-0.5, j+1, k} + (\alpha_5)_{i-0.5, j, k} (V_x^*)_{i-0.5, j, k-1} + \\
 &+ (\alpha_6)_{i-0.5, j, k} (V_x^*)_{i-0.5, j, k+1} + \beta_{i-0.5, j, k} + r_j d\varphi dr (P_{i-1, j, k}^* - P_{i, j, k}^*); \\
 \alpha_{i, j-0.5, k} (V_r^*)_{i, j-0.5, k} &= (\alpha_1)_{i, j-0.5, k} (V_r^*)_{i-1, j-0.5, k} + (\alpha_2)_{i, j-0.5, k} (V_r^*)_{i+1, j-0.5, k} + \\
 &+ (\alpha_3)_{i, j-0.5, k} (V_r^*)_{i, j-1.5, k} + (\alpha_4)_{i, j-0.5, k} (V_r^*)_{i, j+0.5, k} + (\alpha_5)_{i, j-0.5, k} (V_r^*)_{i, j-0.5, k-1} + \\
 &+ (\alpha_6)_{i, j-0.5, k} (V_r^*)_{i, j-0.5, k+1} + \beta_{i, j-0.5, k} + (r_j - 0.5 dr) d\varphi dx (P_{i, j-1, k}^* - P_{i, j, k}^*); \\
 \alpha_{i, j, k-0.5} (V_\varphi^*)_{i, j, k-0.5} &= (\alpha_1)_{i, j, k-0.5} (V_\varphi^*)_{i-1, j, k-0.5} + (\alpha_2)_{i, j, k-0.5} (V_\varphi^*)_{i+1, j, k-0.5} + \\
 &+ (\alpha_3)_{i, j, k-0.5} (V_\varphi^*)_{i, j-1, k-0.5} + (\alpha_4)_{i, j, k-0.5} (V_\varphi^*)_{i, j+1, k-0.5} + (\alpha_5)_{i, j, k-0.5} (V_\varphi^*)_{i, j, k-1.5} + \\
 &+ (\alpha_6)_{i, j, k-0.5} (V_\varphi^*)_{i, j, k+0.5} + \beta_{i, j, k-0.5} + dr dx (P_{i, j, k-1}^* - P_{i, j, k}^*);
 \end{aligned} \tag{3.3.1}$$

Полученное из (3.3.1) промежуточное поле скоростей $V_x^*(x, r, \varphi)$, $V_r^*(x, r, \varphi)$, $V_\varphi^*(x, r, \varphi)$ удовлетворяет закону сохранения импульса (3.1.2 – 3.1.4), но не удовлетворяет уравнению неразрывности (3.1.1).

Истинное поле давления находится из соотношения

$$P_{i, j, k} = P_{i, j, k}^* + (P_{cor})_{i, j, k}. \tag{3.3.2}$$

Действительное поле скоростей в соответствии с таким изменением давления будет определяться следующим образом

$$\begin{aligned}
 (V_x)_{i-0.5, j, k} &= (V_x^*)_{i-0.5, j, k} + \frac{r_j d\varphi dr}{(\alpha_{i, j, k})_{V_x^*}} ((P_{cor})_{i-1, j, k} - (P_{cor})_{i, j, k}) \\
 (V_r)_{i, j-0.5, k} &= (V_r^*)_{i, j-0.5, k} + \frac{(r_j - 0.5 dr) d\varphi dx}{(\alpha_{i, j, k})_{V_r^*}} ((P_{cor})_{i, j-1, k} - (P_{cor})_{i, j, k}) \\
 (V_\varphi)_{i, j, k-0.5} &= (V_\varphi^*)_{i, j, k-0.5} + \frac{dr dx}{(\alpha_{i, j, k})_{V_\varphi^*}} ((P_{cor})_{i, j, k-1} - (P_{cor})_{i, j, k}),
 \end{aligned} \tag{3.3.3}$$

где $(\alpha_{i,j,k})_{V_x^*}$, $(\alpha_{i,j,k})_{V_r^*}$, $(\alpha_{i,j,k})_{V_\varphi^*}$ - коэффициенты дискретных аналогов при расчете $V_x^*(x,r,\varphi)$, $V_r^*(x,r,\varphi)$, $V_\varphi^*(x,r,\varphi)$ соответственно.

Для определения корректировочного поля давления используется дискретный аналог уравнения неразрывности (3.1.1)

$$r_j d\varphi dr [(\rho V_x)_{i+0.5,j,k} - (\rho V_x)_{i-0.5,j,k}] + dr dx [(\rho V_\varphi)_{i,j,k+0.5} - (\rho V_\varphi)_{i,j,k-0.5}] + d\varphi dx [(r_j + 0.5 dr)(\rho V_r)_{i,j+0.5,k} - (r_j - 0.5 dr)(\rho V_r)_{i,j-0.5,k}] = 0 \quad (3.3.4)$$

Подставив уравнение (3.3.3) в (3.3.4), получим дискретное уравнение для определения корректировочного давления

$$\alpha_{i,j,k} (P_{cor})_{i,j,k} = (\alpha_1)_{i,j,k} (P_{cor})_{i-1,j,k} + (\alpha_2)_{i,j,k} (P_{cor})_{i+1,j,k} + (\alpha_3)_{i,j,k} (P_{cor})_{i,j-1,k} + (\alpha_4)_{i,j,k} (P_{cor})_{i,j+1,k} + (\alpha_5)_{i,j,k} (P_{cor})_{i,j,k-1} + (\alpha_6)_{i,j,k} (P_{cor})_{i,j,k+1} + dG_{i,j,k}, \quad (3.3.5)$$

где коэффициенты дискретного аналога

$$\begin{aligned} (\alpha_1)_{i,j,k} &= \rho_{i-0.5,j,k} \frac{r_j d\varphi dr}{(\alpha_{i,j,k})_{V_x^*}} \\ (\alpha_2)_{i,j,k} &= \rho_{i+0.5,j,k} \frac{r_j d\varphi dr}{(\alpha_{i,j,k})_{V_x^*}} \\ (\alpha_3)_{i,j,k} &= \rho_{i,j-0.5,k} \frac{(r_j - 0.5 dr) dx}{(\alpha_{i,j,k})_{V_r^*}} \\ (\alpha_4)_{i,j,k} &= \rho_{i,j+0.5,k} \frac{(r_j + 0.5 dr) dx}{(\alpha_{i,j,k})_{V_r^*}} \\ (\alpha_5)_{i,j,k} &= \rho_{i,j,k-0.5} \frac{dr dx}{(\alpha_{i,j,k})_{V_\varphi^*}} \\ (\alpha_6)_{i,j,k} &= \rho_{i,j,k+0.5} \frac{dr dx}{(\alpha_{i,j,k})_{V_\varphi^*}} \end{aligned} \quad (3.3.6)$$

$$\alpha_{i,j,k} = (\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_6)_{i,j,k}.$$

Разбалансы расходов, вычисленные с использованием промежуточного поля скоростей, равны

$$dG_{i,j,k} = r_j d\varphi dr [(\rho V_x^*)_{i-0.5,j,k} - (\rho V_x^*)_{i+0.5,j,k}] + dr dx [(\rho V_\varphi^*)_{i,j,k-0.5} - (\rho V_\varphi^*)_{i,j,k+0.5}] + d\varphi dx [(r \rho V_r^*)_{i,j-0.5,k} - (r \rho V_r^*)_{i,j+0.5,k}] \quad (3.3.7)$$

Система линейных алгебраических уравнений (3.3.5) решается итерационным методом переменных направлений.

Система ячеек построена таким образом, что граница расчетной области совпадает с гранями контрольных объемов.

Поскольку на границах используются заданные значения скоростей (поправка скоростей не требуется), то значение корректировочного давления в фиктивных и конечных внутренних ячейках должны быть одинаковы.

Численная модель, описанная в разделах 3.1-3.3 может быть успешно применена для определения всех параметров внутрикамерного процесса.

Результаты численного моделирования, приведенные в главе 4, получены с использованием программного комплекса ANSYS Fluent (поля течения, давления, температур, параметра смещения, концентраций некоторых веществ в составе ПС, стандартные граничные условия) с применением дополнительно разработанной программы (концентрации горючего, окислителя, ПС, коэффициента избытка окислителя). Значения α , $C_{\text{ПС}}$, C_o определялись по алгебраическим соотношениям (3.1.10-3.1.12) соответственно, а значения C_T получены в результате численного решения уравнения 3.1.7 по алгоритмам, описанным в разделах 3.2, 3.3.

3.4 Граничные условия для концентрации горючего и их численная реализация

При решении дискретного аналога для концентрации горючего в топливо-воздушной смеси необходимо задание граничных условий на границах области (форсуночная головка, боковая стенка, ось симметрии) и вычисление его значения в выходном сечении.

Во входном сечении значения $C_z(0, r, \varphi)$ задаются в соответствии с параметрами и схемой расположения узлов подвода топливного газа. На твердых участках боковой поверхности задается условие отсутствия потока $\frac{\partial C_z(x, R, \varphi)}{\partial r} = 0$, а на участках подвода вторично воздуха условие $C_z(x, R, \varphi) = 0$.

На оси симметрии задается условие отсутствия потока $\frac{\partial C_z(x, 0, \varphi)}{\partial r} = 0$. В

выходном сечении значения $C_z(L, r, \varphi)$ восстанавливаются в процессе выполнения итераций.

При получении дискретных аналогов граничных условий использована ячеечно – поверхностная граница. Значения переменных в фиктивных ячейках восстанавливаются методом линейной интерполяции с использованием значений в центрах и на гранях граничного контрольного объема.

Способы реализации граничных условий представлены в таблице 3.4.1.

Таблица 3.4.1 – Численная реализация граничных условий

Граница	Способ реализации
Входное сечение $x = 0$	$(C_z)_{2-0.5,j,k} = (C_z^{ex})_{j,k}$
Выходное сечение $x = L$	$(C_z)_{ik+1,j,k} = 2(C_z)_{ik,j,k} - (C_z)_{ik-1,j,k} ;$ $(C_z^{ex})_{j,k} = 0,5((C_z)_{ik+1,j,k} + (C_z)_{ik,j,k})$
Ось симметрии $r = 0$	$(C_z)_{i,1,k} = (C_z)_{i,2,k}$
Боковая поверхность $r = R$	$(C_z)_{i,jk+1,k} = (C_z)_{i,jk,k}$
Окружное направление $\varphi = 0 = 2\pi$	$(C_z)_{i,j,2-0.5} = (C_z)_{i,j,kk+0.5}$

Выводы

Сформулирована математическая модель рабочего процесса многозонной КС. Уравнения турбулентного течения и горения рассмотрены с позиции обобщенного закона сохранения. Получены дискретные аналоги зависимых переменных и показана реализация метода переменных направлений для их решения. Поля течения, давления, температур, параметра смешения, концентраций веществ в составе ПС предлагается определять с использованием программного комплекса ANSYS Fluent. Для определения концентраций горючего и окислителя в топливо-воздушной смеси, ПС и коэффициента избытка окислителя разработана дополнительная программа.

ГЛАВА 4 Численные и экспериментальные исследования горения нефтяных газов. Практические рекомендации по организации рабочего процесса в КС для утилизации нефтяного газа

4.1 Результаты численного моделирования универсальной КС

Численное моделирование рабочего процесса проводилось для многозонной утилизационной КС, режимные и геометрические параметры которой представлены в главе 2.

При численном моделировании рабочего процесса в полномасштабной КС был применен программный комплекс ANSYS Fluent (поля течения, давления, температур, параметра смешения, концентраций некоторых веществ в составе ПС, стандартные граничные условия) с применением дополнительно разработанной программы (концентрации горючего, окислителя, ПС, коэффициента избытка окислителя).

Геометрическая модель камеры, построенная в программном комплексе ANSYS Fluent, представлена на рисунке 4.1.1

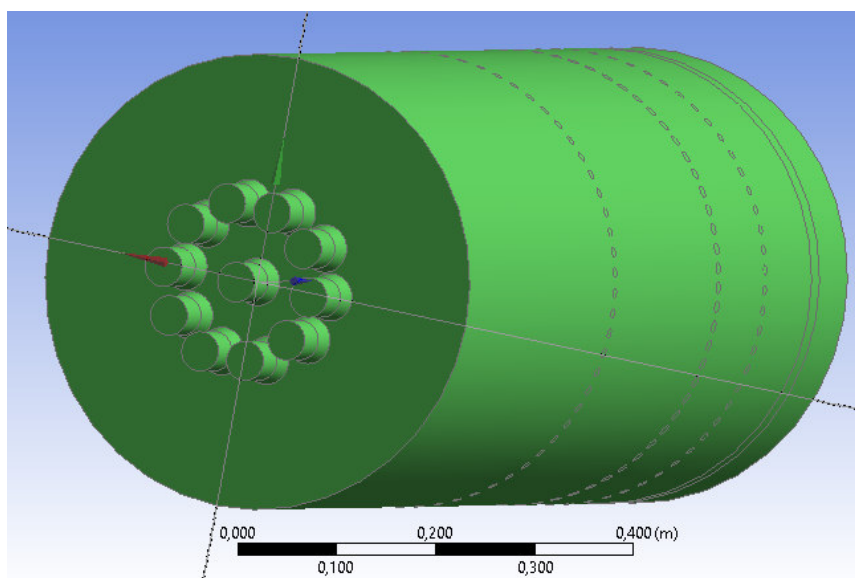


Рисунок 4.1.1 – Геометрическая модель многозонной утилизационной КС

Топливный газ подается в зону горения через центральную струйную форсунку диаметром 40 мм. Первичный воздух в зону горения поступает через 10 струйных форсунок, расположенных по окружности на

форсуночной головке. Вторичный воздух в зоны разбавления подается через ряды отверстий диаметрами 10 мм и 12 мм. Полный перечень режимных и геометрических параметров представлен в приложении В.

Рабочий объем КС был разбит на систему неортогональных гексаэдрных конечных объемов (рисунок 4.1.2) в количестве 1714495 элементов с минимальным размером по радиусу $1,9 \cdot 10^{-4}$ м и максимальным размером в осевом направлении $2 \cdot 10^{-2}$ м.

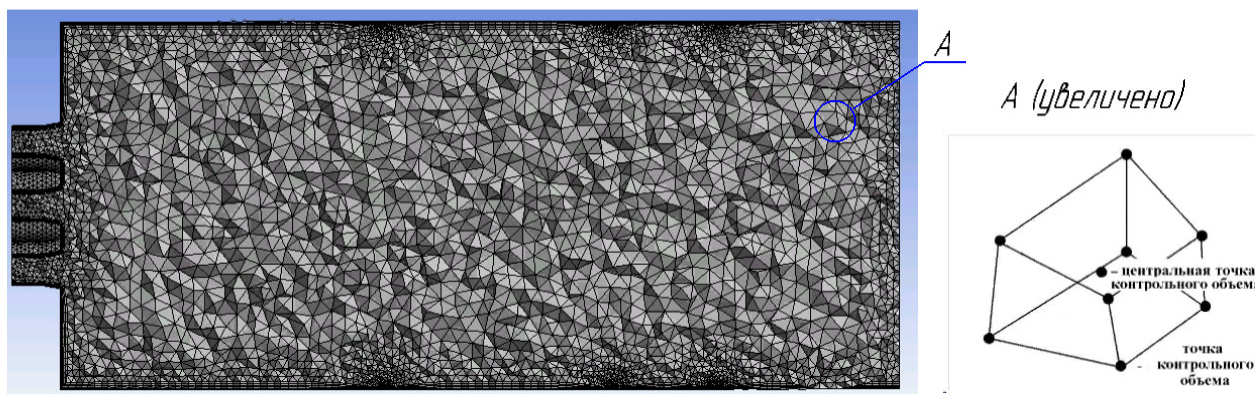


Рисунок 4.1.2 – Используемая расчетная сетка

При численном исследовании турбулентного течения и горения использованы следующие эмпирические параметры модели: эмпирические константы $k - \varepsilon$ модели турбулентности $C_D = 0,09$; $C_1 = 1,44$; $C_2 = 1,92$, эффективные числа Прандтля – Шмидта $\sigma_\varepsilon = 1,22$; $\sigma_k = 0,9$; $\sigma_\psi = 0,9$ и эффективное число Прандтля $Pr_{eff} = 0,9$.

Максимальная погрешность при решении дискретных аналогов законов сохранения составила 1 %.

Была проведена серия расчетов для оптимизации геометрических параметров узлов подвода вторичного воздуха. Первоначально для подвода вторичного воздуха в зону 2 была назначена щель площадью $0,034 \text{ м}^2$ и шириной 0,023 м. Однако анализ расчетных вариантов показал, что наиболее рациональным является применение ряда из 70 отверстий диаметром 0,010 м. Использование ряда отверстий в качестве узла подвода вторичного воздуха позволило локализовать фронт пламени в центральной области КС.

На рисунке 4.1.3 представлены распределение осевой компоненты скорости и ее профили в характерных сечениях по длине КС.

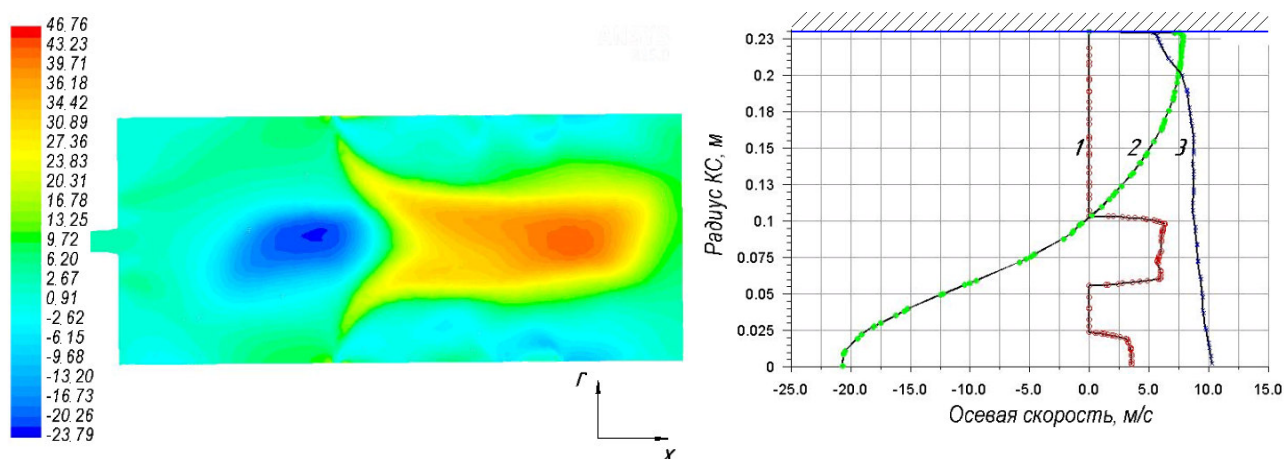


Рисунок 4.1.3 – Осевая компонента скорости

1 – входное сечение ($x=0$); 2 – зона пламени ($x=0,3$ м); 3 – выходное сечение ($x=1,053$ м)

На форсуночной головке профиль скорости формируется по заданным расходам на форсунках известного диаметра, на твердых участках соблюдается условие прилипания. Наличие выпуклого профиля в зоне развитого горения свидетельствует о существовании сильных обратных токов. В выходном сечении профиль осевой скорости является сильно наполненным и свидетельствует о развитом турбулентном течении. Резкое уменьшение осевой скорости вблизи от выходного сечения связано с действием радиального импульса вторичного воздуха от кольцевой щели, предназначенной для лучшего перемешивания потока на выходе из КС. На оси симметрии наблюдается отсутствие касательного напряжения. В тонком погранслое у боковой стенки для получения профиля использованы пристеночные функции.

На рисунке 4.1.4 представлены распределение радиальной компоненты скорости и ее профили в характерных сечениях по длине КС.

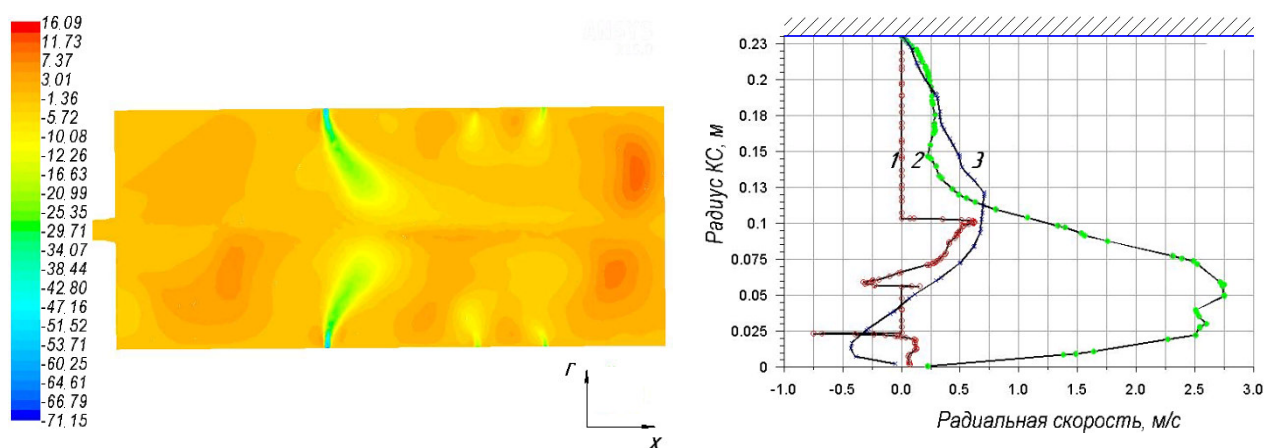


Рисунок 4.1.4 – Радиальная компонента скорости

1 – входное сечение ($x=0$); 2 – зона пламени ($x=0,3$ м); 3 – выходное сечение ($x=1,053$ м)

Профиль радиальной скорости на форсуночной головке показывает, что ее значения на выходе из форсунок формируются в соответствии с конусом распыливания компонентов, на твердых поверхностях соблюдается условие прилипания. В зоне развитого горения наблюдается течение ПС от оси симметрии к боковой стенке, что говорит о наличии обратных токов. В выходном сечении наблюдаются положительные и отрицательные значения радиальной компоненты скорости, свидетельствующие о крупных турбулентных вихрях. На отверстиях подвода вторичного воздуха, расположенных на боковой стенке, наблюдаются ярко выраженные области радиальных импульсов, поступающих в сносящий поток ПС, а на твердых участках соблюдаются условия прилипания.

На рисунке 4.1.5 представлены распределение тангенциальной компоненты скорости и ее профили в характерных сечениях по длине КС.

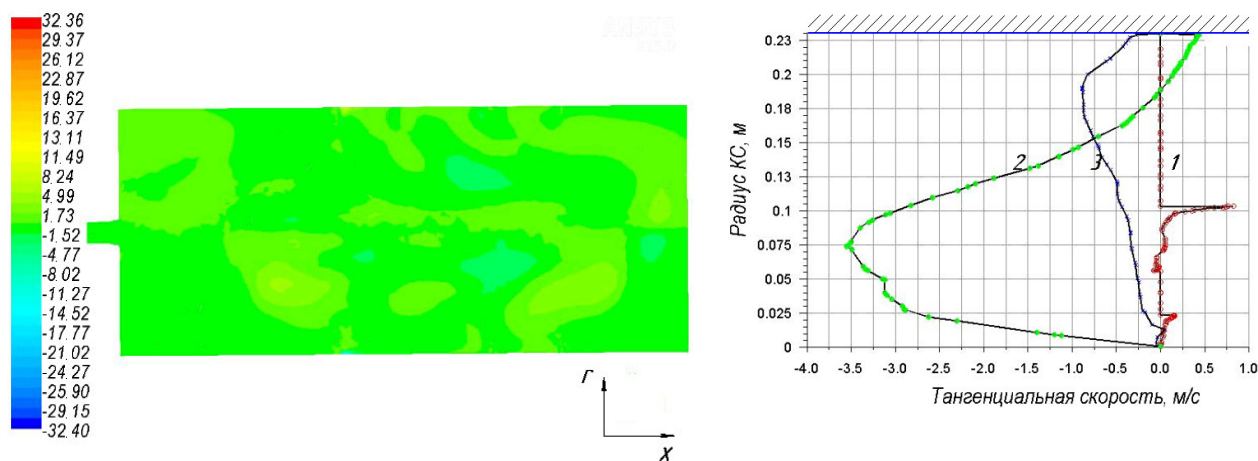


Рисунок 4.1.5 – Тангенциальная компонента скорости

1 – входное сечение ($x=0$); 2 – зона пламени ($x=0,3$ м); 3 – выходное сечение ($x=1,053$ м)

Профиль тангенциальной скорости на форсуночной головке показывает, что ее значения на выходе из форсунок формируются в соответствии с конусом распыливания компонентов, на твердых участках соблюдается условие прилипания. В зоне развитого горения значения радиальной и тангенциальной компонент скорости сопоставимы, что подтверждает необходимость трехмерного численного моделирования даже при отсутствии тангенциального подвода компонентов (см. глава 3). В выходном сечении наблюдается снижение интенсивности вращательного движения, поскольку в него дополнительно включаются пристеночные слои газа.

На рисунке 4.1.6 представлены распределение вектора полной скорости и профиля скорости в характерных сечениях по длине КС.

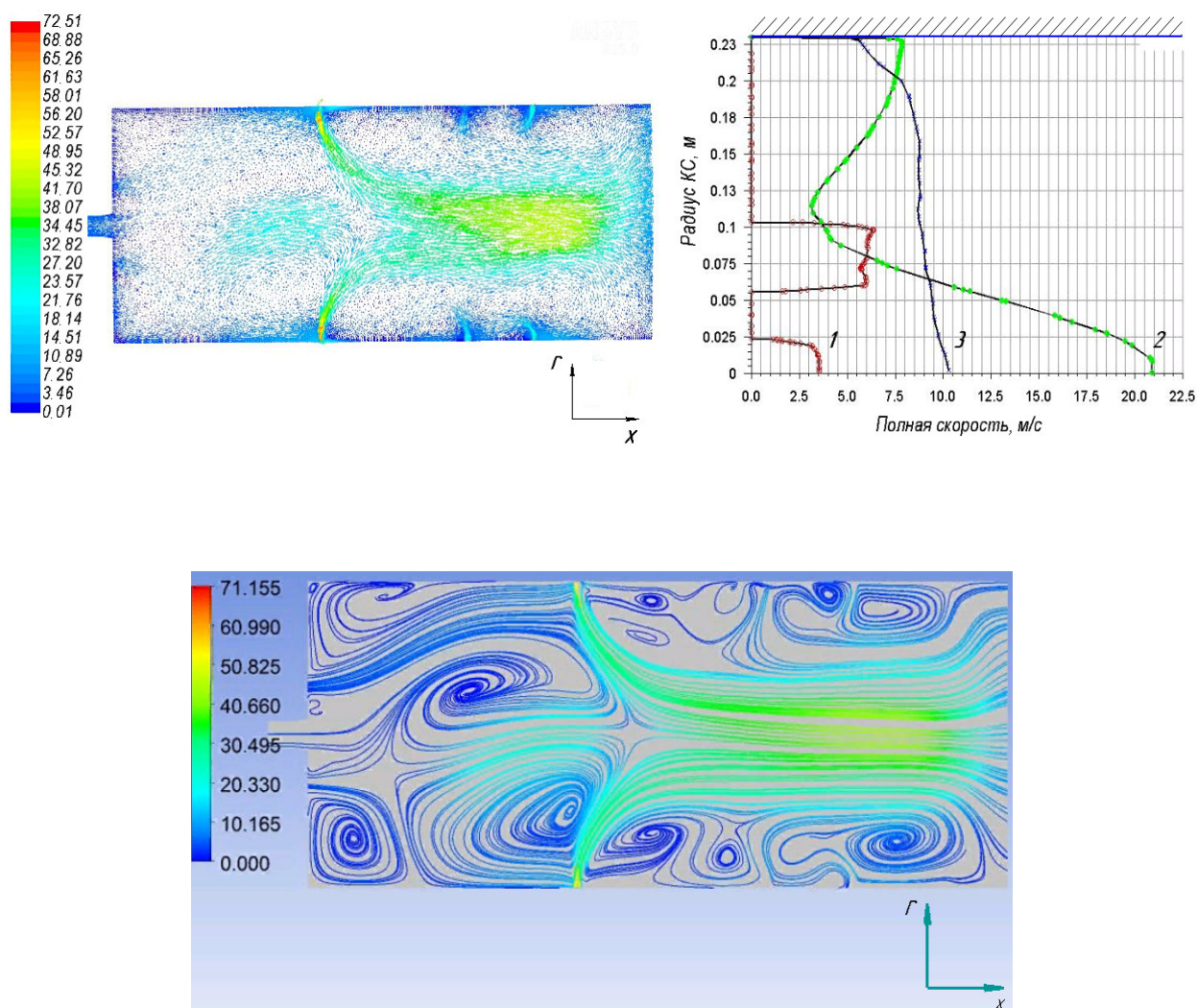


Рисунок 4.1.6 – Распределение вектора и профилей полной скорости
1 – входное сечение ($x=0$); 2 – зона пламени ($x=0,3$ м); 3 – выходное сечение
($x=1,053$ м)

Профиль полной скорости на форсуночной головке показывает, что ее значения на выходе из форсунок формируются в соответствии с расходом компонентов и диаметрами форсунок, на твердых участках соблюдается условие прилипания. Поведение профиля полной скорости в зоне развитого горения говорит о наличии обратных токов в сносящем потоке. В выходном сечении профиль полной скорости является сильно наполненным и свидетельствует о наличии развитого турбулентного течения. В местах расположения отверстий подвода вторичного воздуха, расположенных на боковой стенке, наблюдаются ярко выраженные области импульсов,

поступающих в сносящий поток ПС, а на твердых участках соблюдаются условия прилипания.

На рисунке 4.1.7 представлены распределение давления и его профиля в характерных сечениях по длине КС.

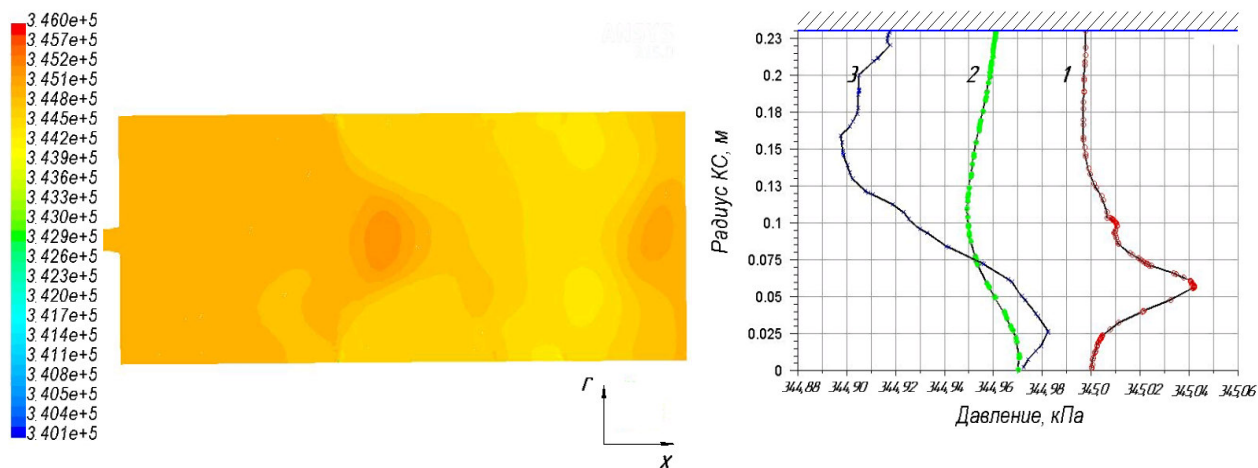


Рисунок 4.1.7 – Давление

1 – входное сечение ($x=0$); 2 – зона пламени ($x=0,3$ м); 3 – выходное сечение ($x=1,053$ м)

Максимальные потери давления по длине КС составляют 0,1 %, что существенно меньше принятых норм для ЖТ авиационных двигателей [15, 64] и значений, использованных в инженерных расчетах КС (см. глава 2). Максимальная неравномерность давления в радиальном направлении на уровне 0,03 % наблюдается в выходном сечении и свидетельствует о наличии крупных турбулентных вихрей в сносящем потоке.

На рисунке 4.1.8 представлены распределение температуры и ее профиля в характерных сечениях по длине КС.

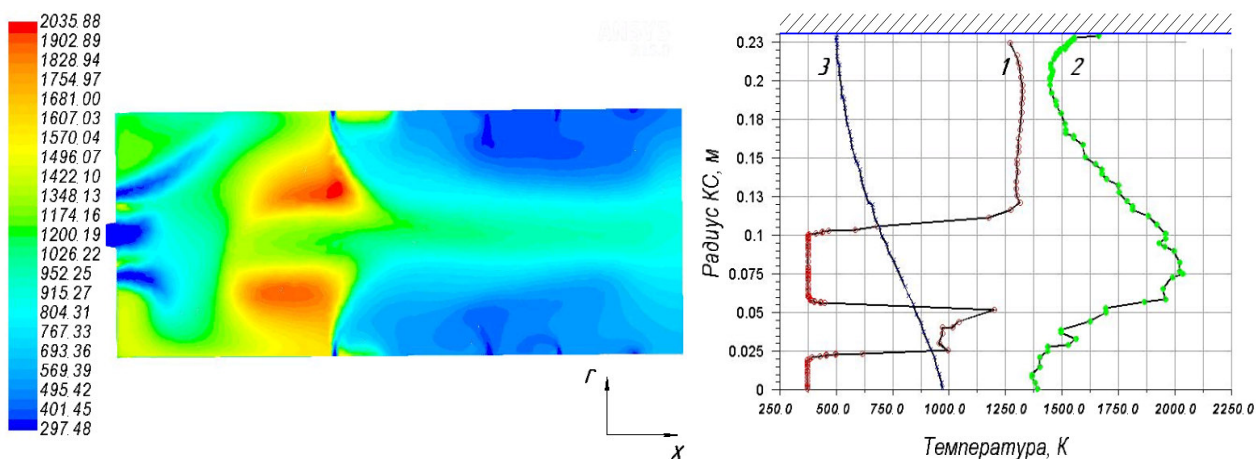


Рисунок 4.1.8 – Температура

1 – входное сечение ($x=0$); 2 – зона пламени ($x=0,3$ м); 3 – выходное сечение ($x=1,053$ м)

В области форсунок смесительной головки температура газа определяется условиями подвода компонентов в зону горения КС. В пристеночной области возле твердой поверхности смесительной головки температура газа превышает 1200 К, что объясняется выносом тепла из зоны развитого горения развитыми обратными токами.

Подбором параметров подачи вторичного воздуха (расход, перепад давления, размеры и количество отверстий) удалось добиться расположения фронта пламени в центральной области камеры как в радиальном так и в осевом направлениях.

С одной стороны, это способствует понижению температуры газа в пристеночной зоне. При температуре в зоне пламени ~ 2000 К температура в пристеночной зоне составляет ~ 1650 К. Инженерные тепловые расчеты (глава 2) показали, что разность температур между огневой стенкой и пристеночной зоной составляет $50\text{ }^{\circ}\text{C} - 250\text{ }^{\circ}\text{C}$. Следовательно температура огневой стенки будет составлять $1400\text{ К} - 1600\text{ К}$. Этот факт свидетельствует о том, что выбранные конструкционные материалы способны выдержать тепловые нагрузки без применения дополнительного охлаждения КС. С

другой стороны это обстоятельство позволяет увеличить температурную равномерность потока на выходе из КС.

В выходном сечении максимальная температура потока составляет ~ 1000 К, что не противоречит условию работоспособности сопловых и рабочих лопаток турбины.

В предложенных конструкции и способе организации рабочего процесса выравнивание температурного поля газового потока на входе в сопловой аппарат турбины осуществляется тремя способами:

- расположением фронта горения в центральной области КС;
- наличием кольцевой щели на боковой стенке в области последней зоны разбавления;
- магистралью подвода к сопловому аппарату турбины в случае использования выносной КС.

На оси симметрии соблюдается равенство нулю радиального градиента температуры. В области отверстий на боковой стенке температура газа определяется условиями подачи вторичного воздуха. На непроницаемых поверхностях боковой стенки прилипание потока приводит к небольшому увеличению температуры в пристеночной области.

На рисунке 4.1.9 представлены распределение параметра смешения (смесевой доли) и его профиля в характерных сечениях по длине КС.

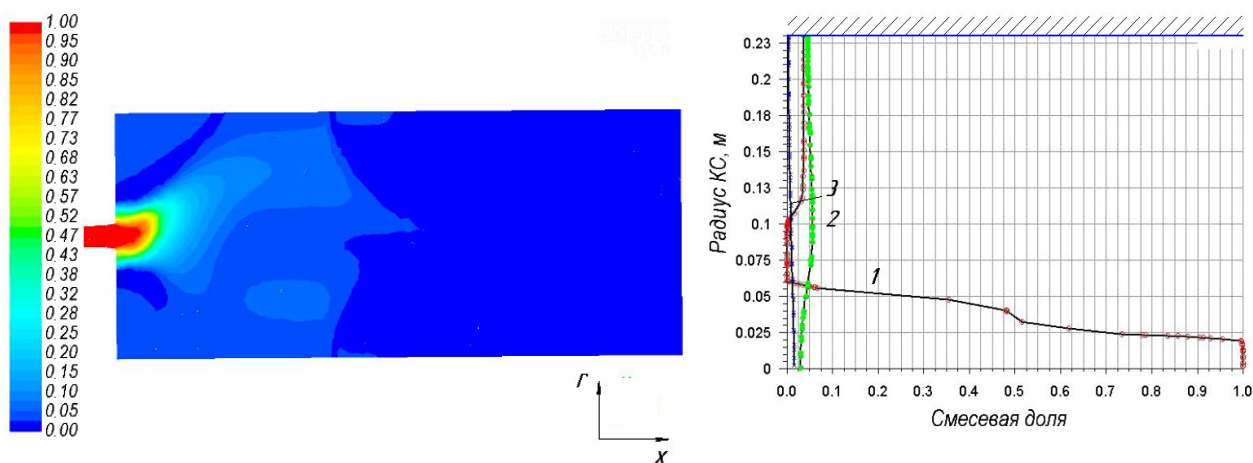


Рисунок 4.1.9 – Смесевая доля

1 – входное сечение ($x=0$); 2 – зона пламени ($x=0,3$ м); 3 – выходное сечение ($x=1,053$ м)

На смесительной головке в области форсунок окислителя смесевая доля $\psi = 0$, а на форсунках горючего $\psi = 1$. В пристеночной зоне около твердых поверхностей $0 < \psi < 1$, что говорит о наличии подготовленной топливо - воздушной смеси в этой области. Радиальный профиль смесевой доли в этой зоне является сильно неравномерным. В зоне горения за счет дальнейшего перемешивания топливо – воздушной смеси смесевая доля выравнивается по поперечному сечению КС. В выходном сечении смесевая доля становится практически нулевой из – за подачи вторичного воздуха в сносящий поток ПС.

На рисунке 4.1.10 представлены профили коэффициента избытка воздуха в характерных сечениях по длине КС.

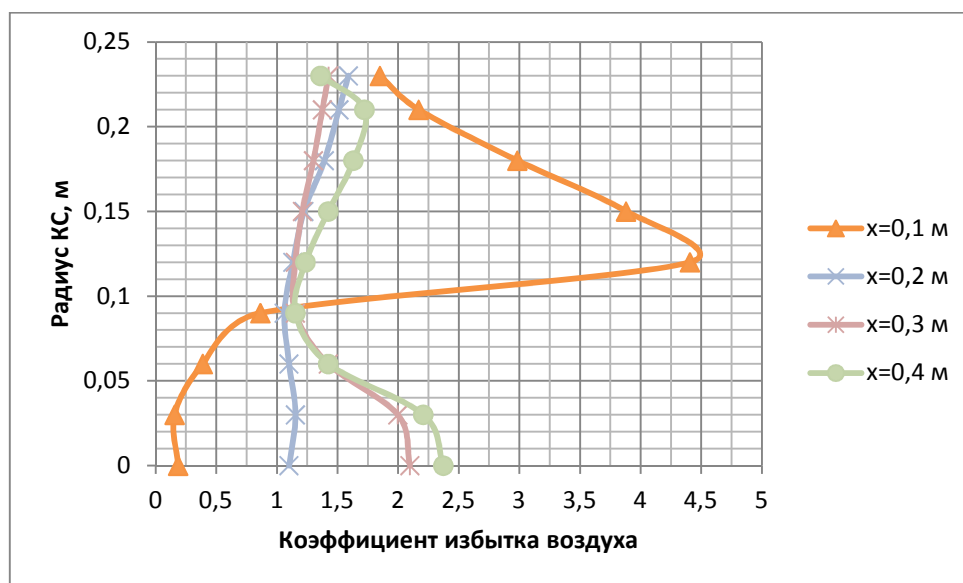


Рисунок 4.1.10 – Коэффициент избытка воздуха

В области форсунок смесительной головки коэффициент избытка воздуха определяется условиями подвода компонентов в зону горения КС т. е. в области форсунок окислителя наблюдается сильно выраженная обедненная смесь ($\alpha > 1$), а в области форсунки горючего - сильно выраженная обогащенная смесь ($\alpha < 1$). По мере удаления от смесительной головки профиль коэффициента избытка воздуха выравнивается по поперечному сечению КС и во всем объеме камеры преобладает обедненная смесь ($\alpha > 1$). По мере приближения к выходному сечению камеры

обеднение смеси усиливается т.е. коэффициент избытка воздуха возрастает. В зоне развитого горения состав смеси приближается к стехиометрическому и при горении смеси достигается максимальная температура.

На рисунке 4.1.11 представлены распределение концентрации SO_2 и ее профили в характерных сечениях по длине КС.

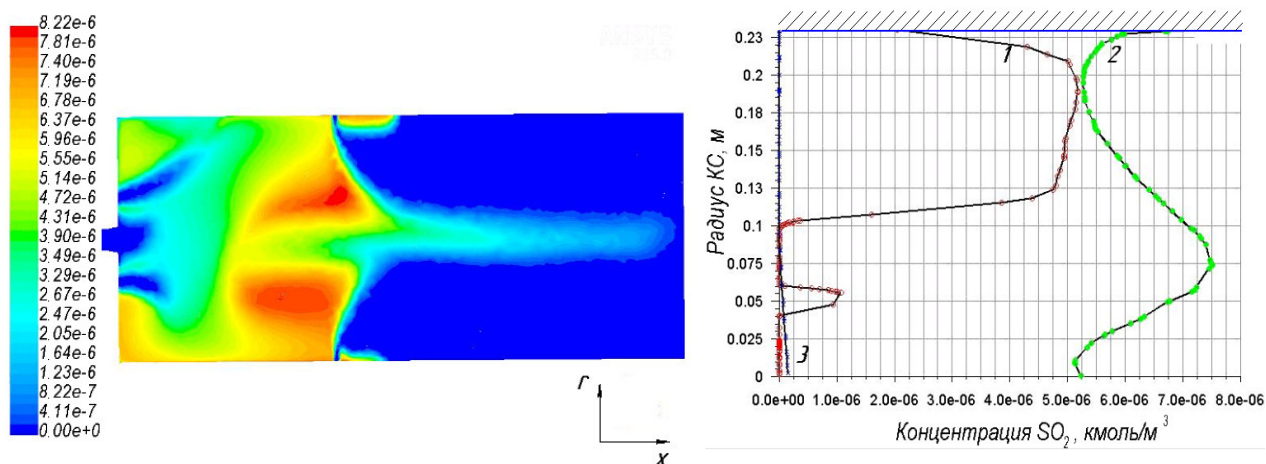


Рисунок 4.1.11 – Концентрация SO_2

1 – входное сечение ($x=0$); 2 – зона пламени ($x=0,3$ м); 3 – выходное сечение ($x=1,053$ м)

На рисунке 4.1.12 представлены распределение концентрации SO_3 и ее профили в характерных сечениях по длине КС.

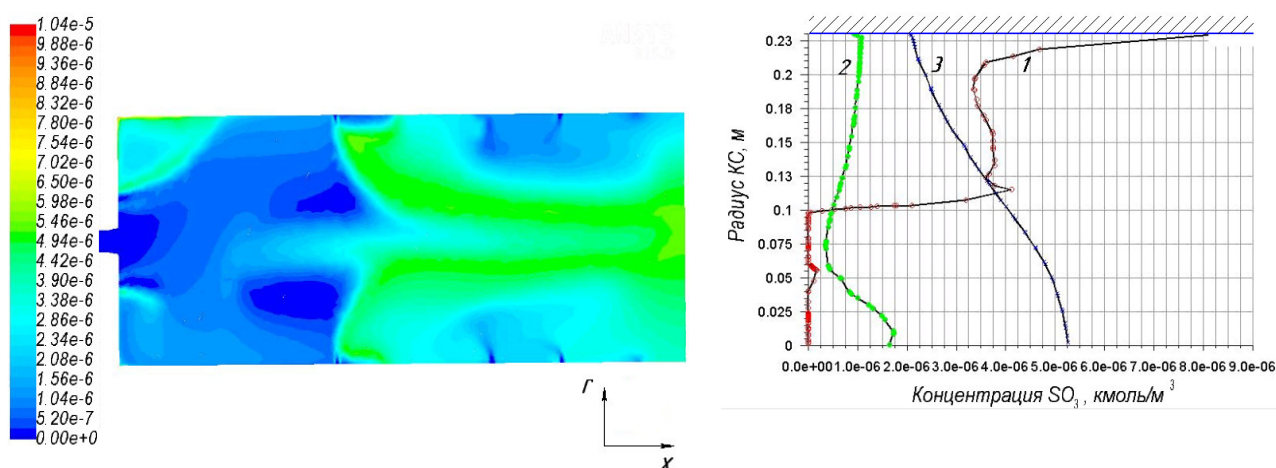


Рисунок 4.1.12 – Концентрация SO_3

1 – входное сечение ($x=0$); 2 – зона пламени ($x=0,3$ м); 3 – выходное сечение ($x=1,053$ м)

На рисунке 4.1.13 представлены распределение концентрации H_2O и ее профиля в характерных сечениях по длине КС.

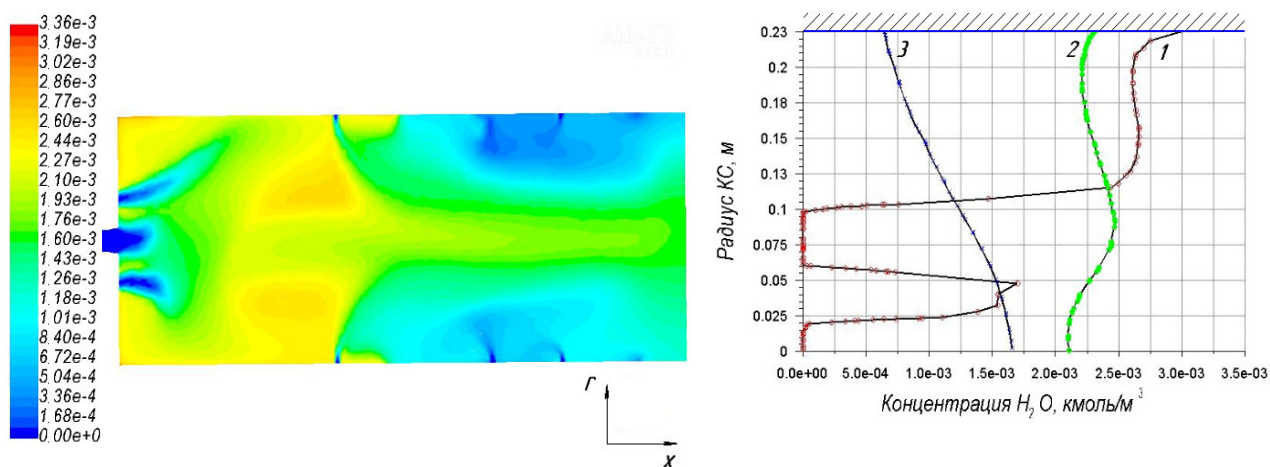


Рисунок 4.1.13 – Концентрация H_2O

1 – входное сечение ($x=0$); 2 – зона пламени ($x=0,3$ м); 3 – выходное сечение ($x=1,053$ м)

Анализ графических зависимостей, приведенных на рисунках 4.1.11 – 4.1.13, позволяет сформулировать следующие положения:

- максимальное содержание наиболее коррозионно – активного SO_2 наблюдается в зоне горения; по мере приближения к выходному сечению SO_2 доокисляется до SO_3 и его концентрация становится нулевой;
- наибольшая концентрация SO_3 наблюдается в застойной зоне между смесительной головкой и боковой стенкой; в выходном сечении его концентрация в 2,5 раза больше, чем в зоне горения;
- максимальное содержание водяных паров H_2O наблюдается в застойной зоне между смесительной головкой и боковой стенкой; в выходном сечении его концентрация в 1,5 раза меньше, чем в зоне горения.

Следовательно конструктивные элементы турбины работают в менее коррозионно – активной среде, чем конструктивные элементы КС в зоне горения.

На рисунке 4.1.14 представлены распределение эффективной динамической вязкости и ее профиля в характерных сечениях по длине КС.

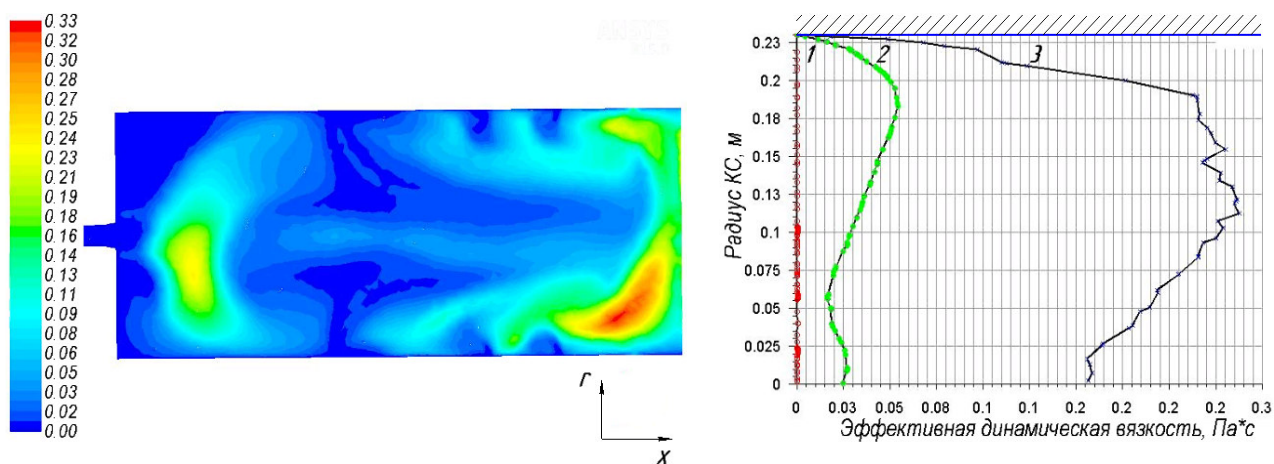


Рисунок 4.1.14 – Эффективная динамическая вязкость

1 – входное сечение ($x=0$); 2 – зона пламени ($x=0,3$ м); 3 – выходное сечение ($x=1,053$ м)

На рисунке 4.1.15 представлены распределение эффективной теплопроводности и ее профиля в характерных сечениях по длине КС.

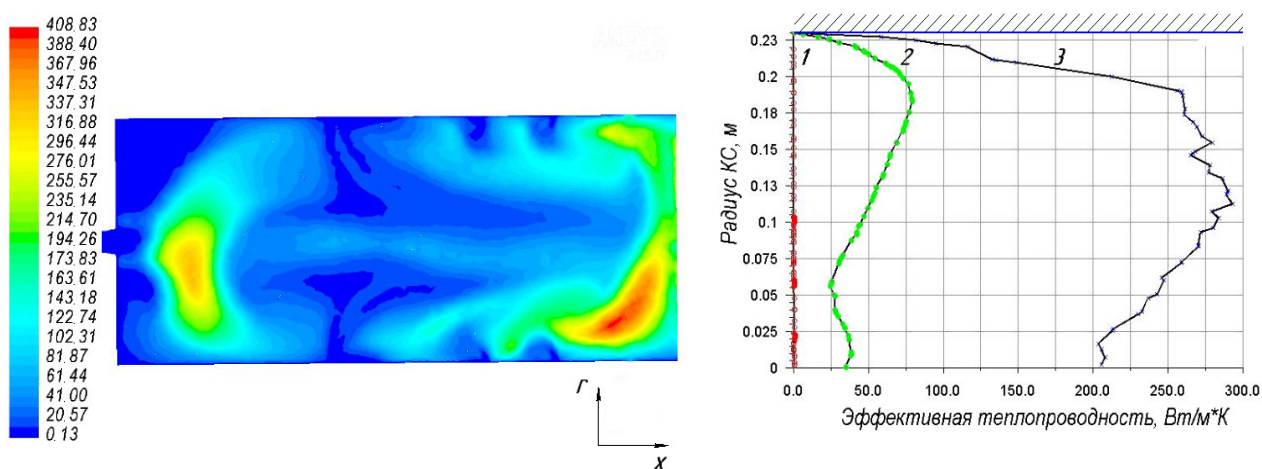


Рисунок 4.1.15 – Эффективная теплопроводность

1 – входное сечение ($x=0$); 2 – зона пламени ($x=0,3$ м); 3 – выходное сечение ($x=1,053$ м)

Результаты численного моделирования, полученные с применением $k - \varepsilon$ модели турбулентности показали, что значения эффективной вязкости превышают значения молекулярной вязкости в ~ 3500 раз, а значения эффективной теплопроводности превышают значения молекулярной

теплопроводности в ~ 1700 раз. Эти факты указывают на сильное влияние развитой турбулентности на параметры рабочего процесса утилизационной КС.

На рисунках 4.1.16 – 4.1.18 представлены расчетные профили концентраций непрореагировавшего горючего, непрореагировавшего окислителя и ПС по длине зоны горения на оси ($r/R = 0$), ядре потока ($r/R = 0,44$) и пристеночной области ($r/R = 1$) соответственно.

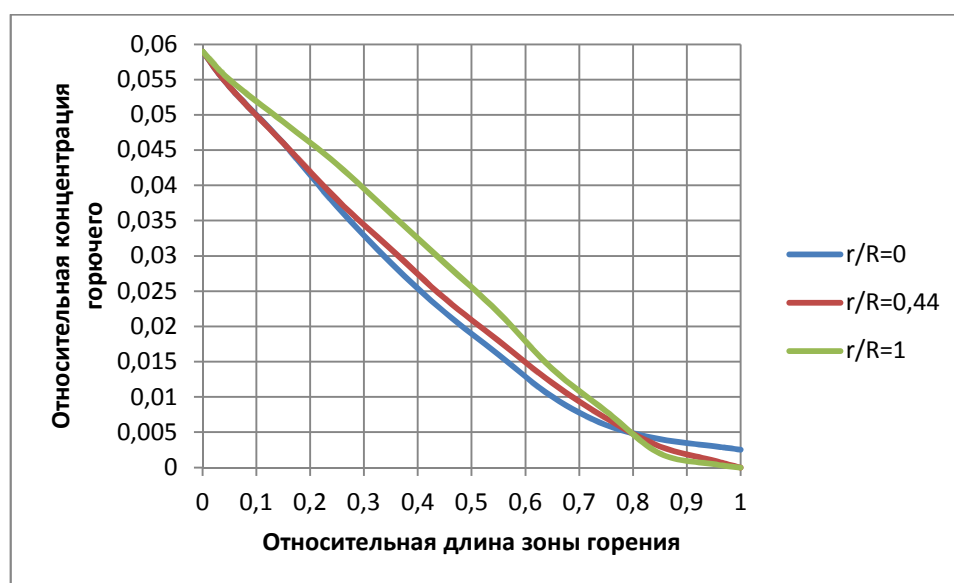


Рисунок 4.1.16 – Относительная концентрация горючего

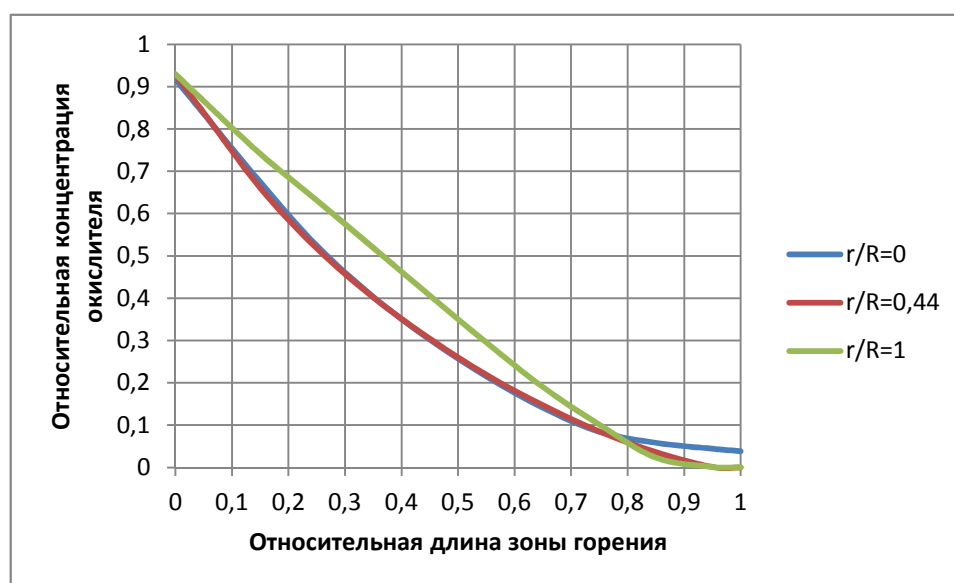


Рисунок 4.1.17 – Относительная концентрация окислителя

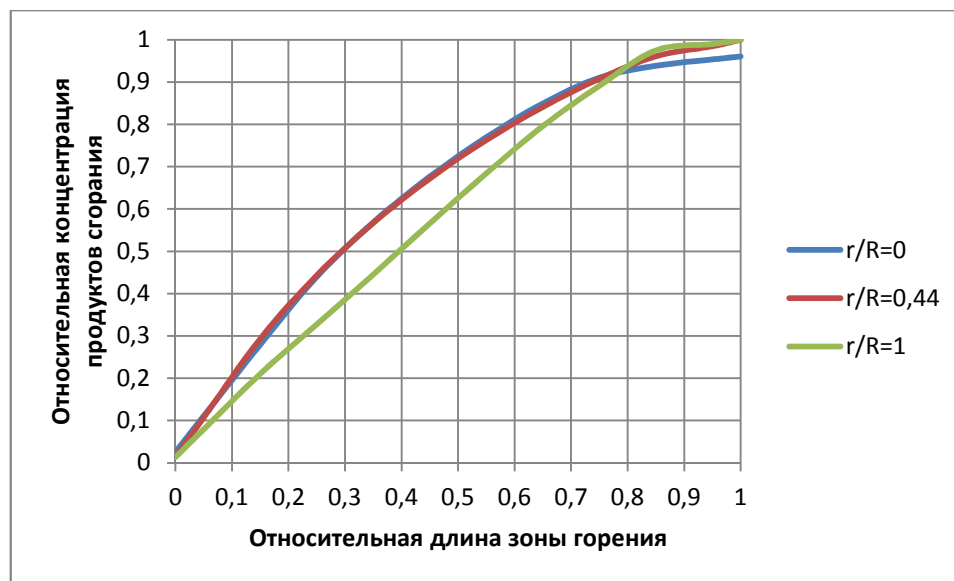


Рисунок 4.1.18 – Относительная концентрация ПС

Показанные на рисунках 4.1.16 – 4.1.18 профили получены в зоне горения многозонной КС не в программном комплексе ANSYS Fluent, а по дополнительно разработанной программе (глава 3). Анализ профилей показал, что в пристеночной области скорость горения намного меньше, чем в ядре потока. Этот факт объясняется наличием скоростного пограничного слоя и слабой интенсивностью перемешивания воздуха и топливного газа в пристеночном слое. Основное изменение величины концентраций наблюдается по длине зоны горения, а по радиусу расхождения являются незначительными, что объясняется сильным турбулентным перемешиванием топливной смеси по радиусу. Максимальное отличие концентраций в осевой и пристеночной зоне составляет 22 %.

4.2 Описание экспериментальной установки и методики проведения испытаний

Дальнейшие разработки универсальной КС требуют экспериментального подтверждения рабочих параметров КС, режимов

горения, параметров и состава ПС и испытаний на работоспособность отдельных узлов и конструкции в целом. При этом испытания необходимо проводить на реальных компонентах, при реальных расходах, давлениях и температурах, которые нужны для работы ГТУ. Для проведения испытаний узлов КС и экспериментального определения режимов и параметров горения ПНГ на кафедре РКТ и ЭС ПНИПУ разработан, изготовлен и смонтирован специальный испытательный стенд (рисунок 4.2.1), возможности которого позволяют также использовать в качестве горючего любые техногенные газы и газовые конденсаты.



Рисунок 4.2.1 – Стенд для натурных испытаний КС

Расчеты показали, что натурные испытания полномасштабной КС на реальных расходах потребуют для транспортировки и хранения ПНГ применения газгольдера с минимальным объемом 600 литров. Из-за отсутствия такового экспериментальные исследования по горению ПНГ проводились с использованием трех баллонов объемом 50 литров каждый и горелки (рисунок 4.2.3), которая является составной частью первой зоны полномасштабной КС. Пневмосхема стенда модельных испытаний представлена на рисунке 4.2.2, а описание элементов стенда – в таблице 4.2.1

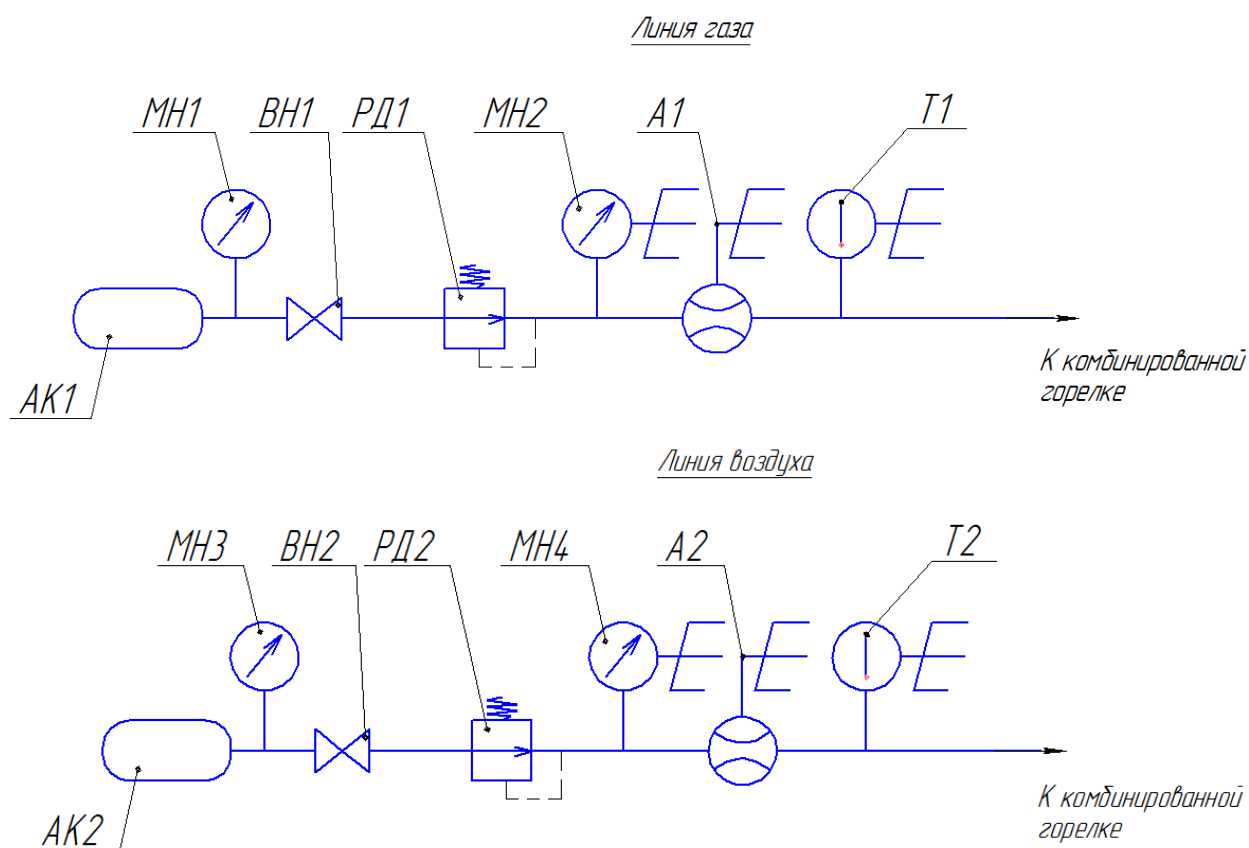


Рисунок 4.2.2 – Пневматическая схема станда модельных испытаний

Таблица 4.2.1 – Состав оборудования станда модельных испытаний

Поз. обозначения	Наименование	Количество	Примечания
1	2	3	4
AK1	Баллон	3	$V = 0,150 \text{ м}^3$; $P = 6 \text{ кгс/см}^2$
AK2	Электрокомпрессор	1	$P = 10 \text{ кгс/см}^2$
Арматура запорная и предохранительная			
ВН1	Вентиль	1	$D_y = 10 \text{ мм}$
ВН2	Вентиль	1	$D_y = 10 \text{ мм}$
Устройства измерительные			
A1	Датчик расхода	1	AVVM-700
A2	Датчик расхода	1	ВПРГ-010Ex
МН1	Манометр	1	$P = 6 \text{ кгс/см}^2$
МН2, МН4	Датчик давления	2	ДД415Ex

Продолжение таблицы 4.2.1

1	2	3	4
МНЗ	Манометр	1	$P = 10 \text{ кгс/см}^2$
T1, T2	Датчик температуры	2	Взлет ТПСР1500
РД1	Редуктор	1	БПО-5-5
РД2	Редуктор	1	ДКП-1-65

Для установки расходов окислителя и горючего, соответствующих заданному коэффициенту избытка воздуха, требуется составление рабочей карты испытаний

$$\frac{Q_{гор}}{Q_{ок}} = \frac{1}{\alpha K m_0} \frac{\rho_{ок}}{\rho_{гор}},$$

где $Q_{ок}$, $Q_{гор}$ - объемные расходы окислителя и горючего соответственно.

Рабочая карта получена для ПНГ месторождения «Шемети-2», при стехиометрическом соотношении компонентов $K_{m0} = 14,9$, плотностях $\rho_{ок} = 1,216 \text{ кг/м}^3$ и $\rho_{гор} = 1,28 \text{ кг/м}^3$ по условиям подачи и приведена на рисунке 4.2.3.

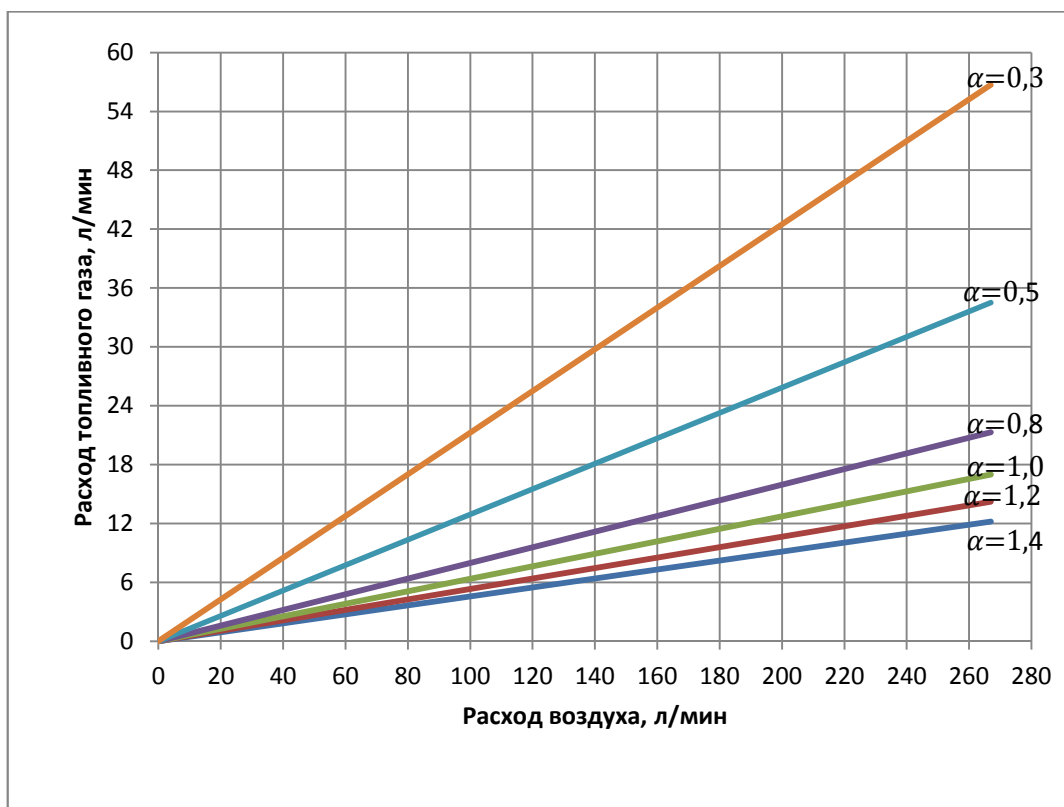


Рисунок 4.2.3 – Рабочая карта модельных испытаний

Была разработана и реализована следующая методика проведения испытаний:

- с помощью редуктора РД2 по показаниям расходомера А2 устанавливается выбранный расход воздуха по воздушной магистрали;
- на экране газового корректора вихревого расходомера «ВЗЛЕТ ВРС» регистрируются расход, давление и температура воздуха на входе в горелку;
- по рабочей карте назначается режим испытания с выбранным значением коэффициента избытка воздуха в горелке;
- по рабочей карте испытаний выбирается расход топливного газа $Q_{гор}$, соответствующий выбранному значению α ;
- с помощью редуктора РД1 по показаниям расходомера А1 устанавливается выбранный расход газа по газовой магистрали;
- на экране газового корректора вихревого расходомера «ВЗЛЕТ ВРС» регистрируются давление и температура топливного газа на входе в горелку. Расход газа регистрируется на экране расходомера AVVM-700;
- по команде «Зажигание» происходит воспламенение топливной смеси с помощью высоковольтной свечи зажигания;
- измеряется температура ПС на расстоянии 15 мм от устья горелки.

Схема горелки, которая использовалась при проведении испытаний, представлена на рисунке 4.2.4.

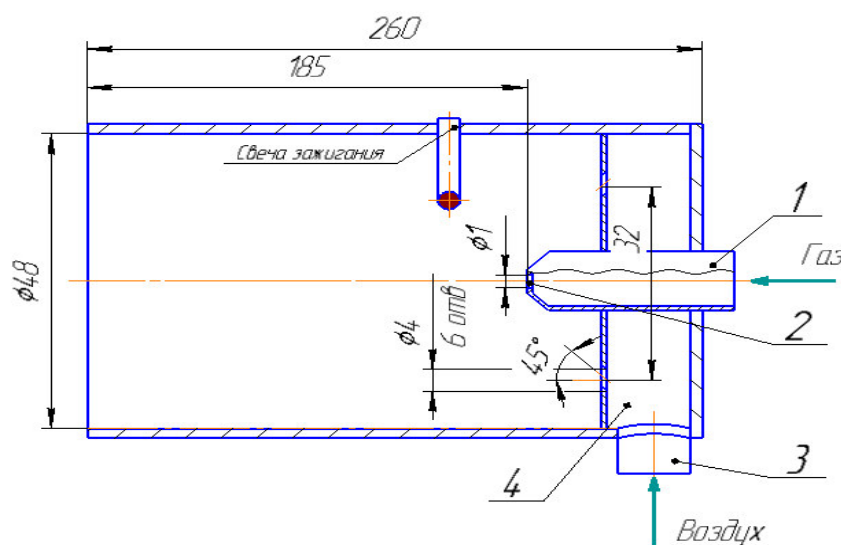


Рисунок 4.2.4 – Схема горелки

Топливный газ через штуцер 1 и струйную газовую форсунку 2 подается в зону смешения компонентов. Воздух через штуцер 3 подается в полость 4, из которой через отверстия диаметром 4 мм под углом 45° попадает в зону смешения компонентов. Подготовленная топливо - воздушная смесь при запуске воспламеняется от высоковольтной свечи зажигания.

Разработанный стенд модельных испытаний был использован для экспериментального изучения режимов устойчивого горения забалластированных ПНГ и отладки режимов подачи окислителя и горючего.

4.3 Численное исследование процессов горения ПНГ в модельной горелке

Для численного моделирования рабочего процесса в модельной горелке был применен программный комплекс ANSYS Fluent. Геометрическая модель горелки, построенная в программном комплексе ANSYS Fluent, представлена на рисунке 4.3.1

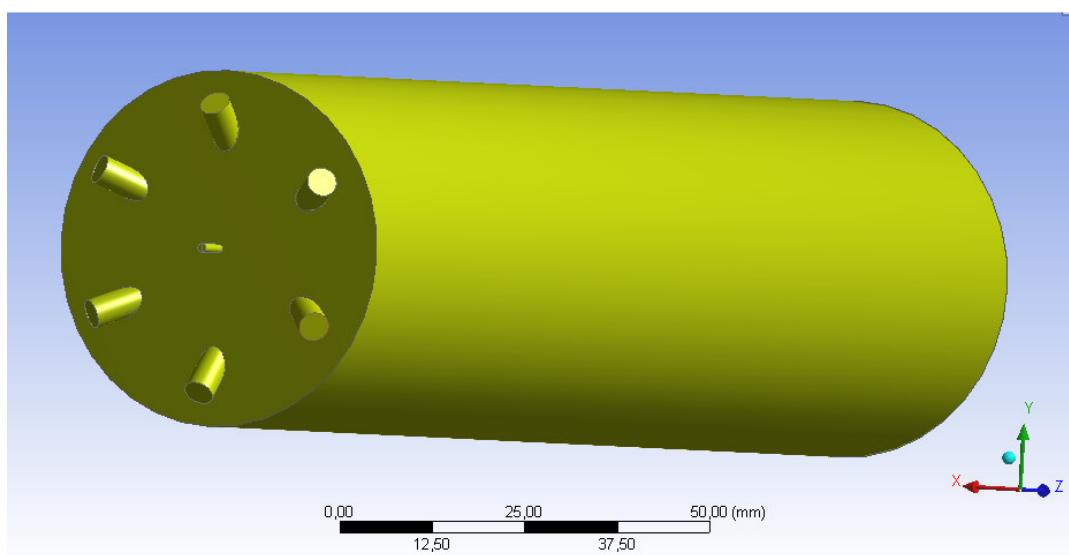


Рисунок 4.3.1 – Геометрическая модель модельной горелки

Промышленный топливный газ подается в горелку через центральную струйную форсунку диаметром 1 мм. Воздух поступает через 6 струйных форсунок диаметром 4 мм, расположенных по окружности под углом 45° к оси горелки. Остальные геометрические параметры представлены на рисунке 4.2.4.

При численном исследовании турбулентного течения и горения использованы следующие эмпирические параметры модели: эмпирические константы $k - \varepsilon$ модели турбулентности $C_D = 0,09$; $C_1 = 1,44$; $C_2 = 1,92$, эффективные числа Прандтля – Шмидта $\sigma_\varepsilon = 1,22$; $\sigma_k = 0,9$; $\sigma_\psi = 0,9$ и эффективное число Прандтля $Pr_{eff} = 0,9$.

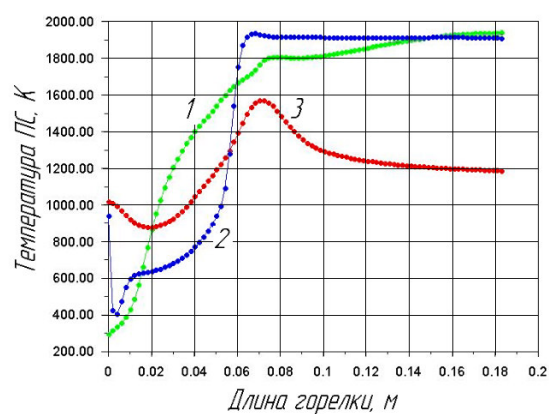
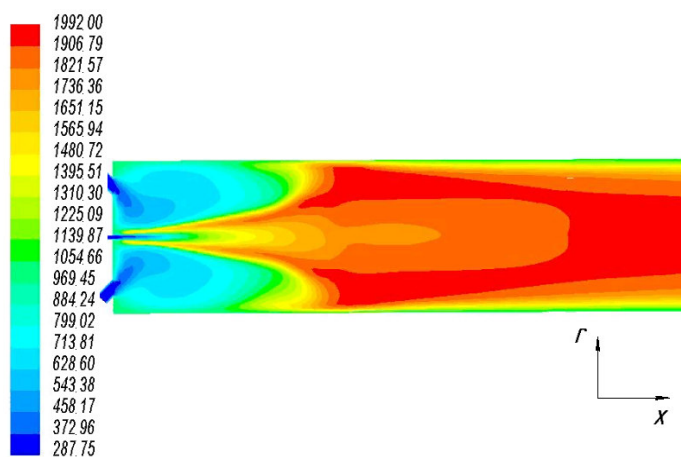
Максимальная погрешность при решении дискретных аналогов законов сохранения составила 1 %.

На рисунке 4.3.2 представлены поля и продольные профили температуры в модельной горелке при разных соотношениях компонентов по условиям подачи K_m . Продольные профили построены в радиальных сечениях $r=0$, $r=0,012$ м и $r=0,023$ м (кривые 1, 2 и 3 соответственно).

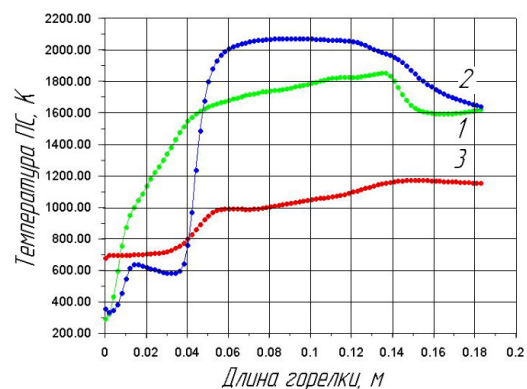
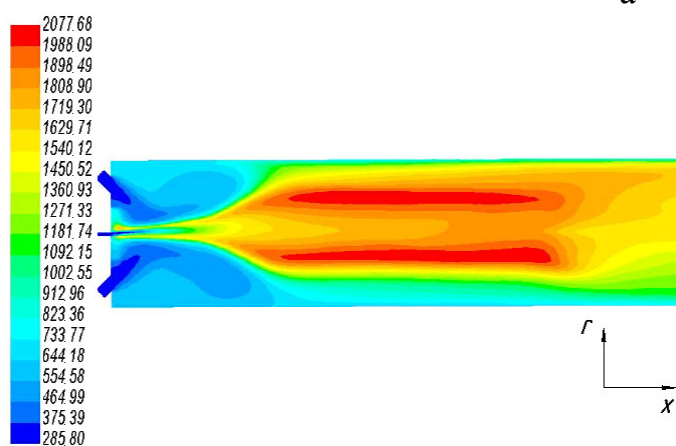
Анализ рисунка 4.3.2 показал, что при увеличении K_m пламя приближается к устью горелки, при этом его длина уменьшается. Максимальное значение температуры достигается при $K_m = 15,5$ близком к стехиометрическому соотношению компонентов $K_{m0} = 14,9$.

На рисунке 4.3.3 показаны продольные профили концентрации SO_2 в радиальных сечениях $r=0$, $r=0,012$ м и $r=0,023$ м (кривые 1, 2 и 3 соответственно).

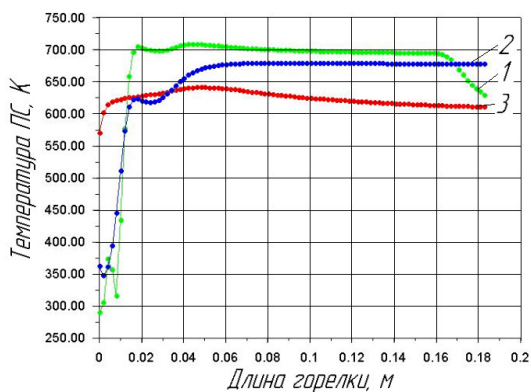
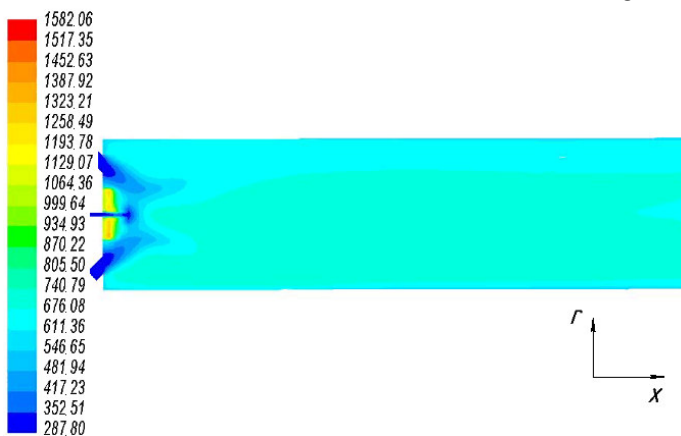
Анализ рисунка 4.3.3 показал, что при увеличении K_m концентрация SO_2 уменьшается, при этом максимальная концентрация наблюдается при $K_m = 7,0$ (недоокисление SO_2 в богатой смеси).



а



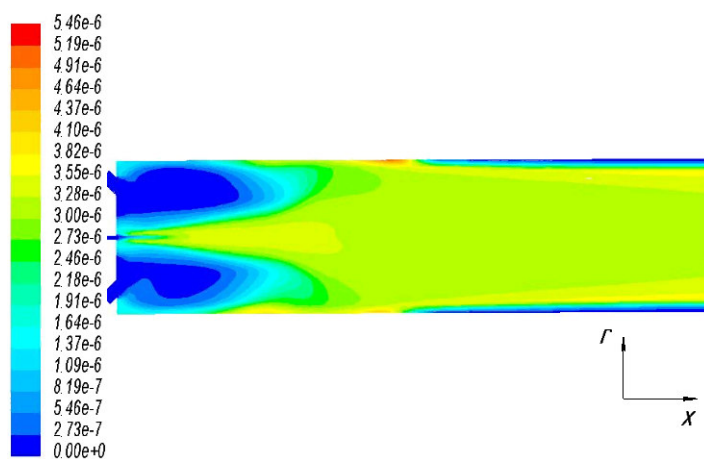
б



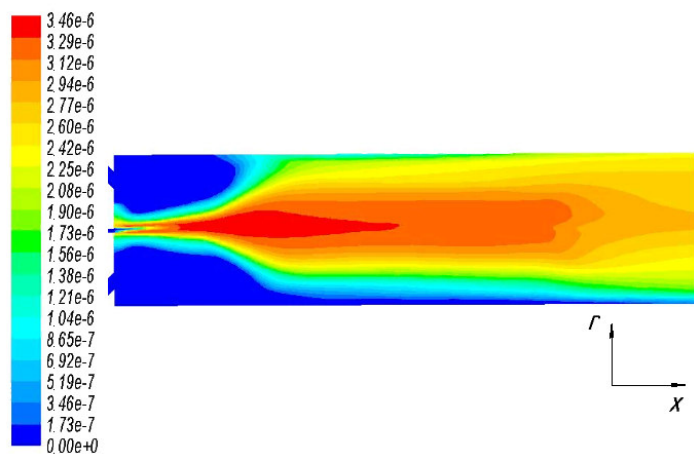
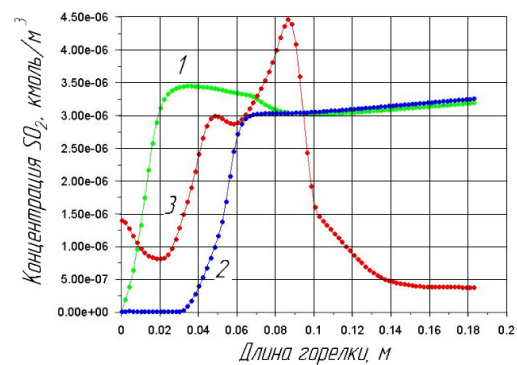
в

Рисунок 4.3.2 – Поля и продольные профили температуры:

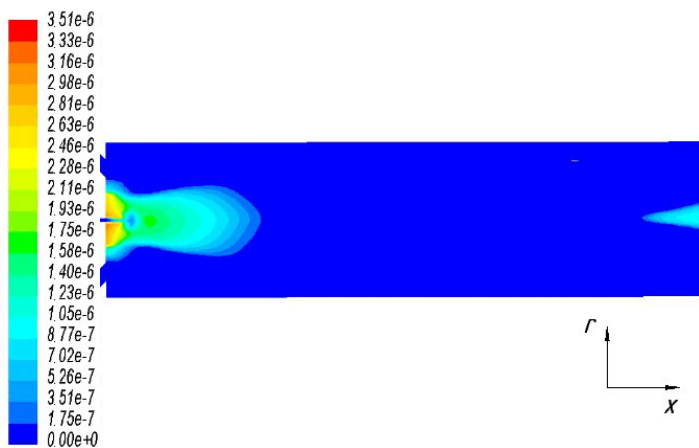
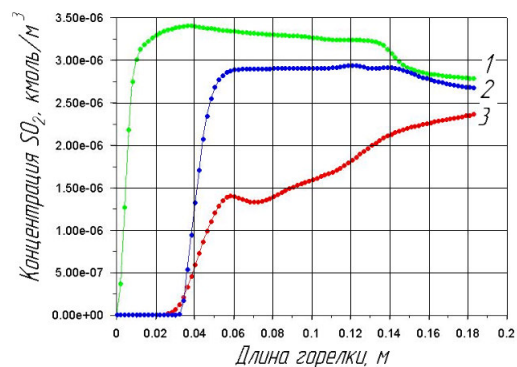
а - $K_m = 7,0$; б - $K_m = 15,5$; в - $K_m = 67,9$



а



б



в

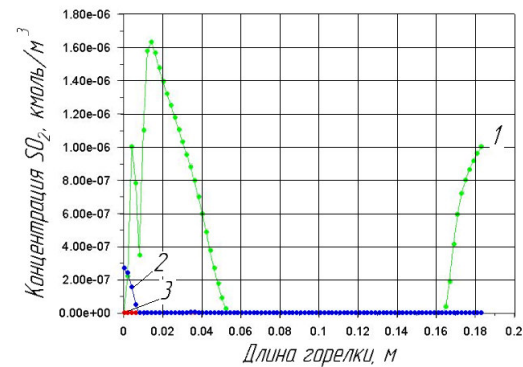


Рисунок 4.3.3 – Продольные профили концентрации SO_2 :

а - $K_m = 7,0$; б - $K_m = 15,5$; в - $K_m = 67,9$

4.4 Экспериментальные исследования режимов горения ПНГ в модельной горелке. Верификация численной модели

В экспериментальных исследованиях использовался ПНГ месторождения «Шемети - 2» Пермского края, состав которого приведен в приложении А, а рассчитанные концентрационные пределы - в таблице 2.5.1.

В процессе испытаний регистрировались давление воздуха на входе в горелку $P_{ок}$, температура воздуха на входе в горелку $T_{ок}$, объемный расход воздуха $Q_{ок}$, давление топливного газа на входе в горелку $P_{гор}$, температура топливного газа на входе в горелку $T_{гор}$, объемный расход топливного газа $Q_{гор}$, температура ПС в начальном участке факела горелки $T_{нс}$.

Расчетные данные по плотности воздуха и топливного газа получены по уравнению состояния

$$\rho = \frac{P}{R \cdot T}.$$

Коэффициент избытка воздуха

$$\alpha = \frac{1}{K_{m0}} \cdot \frac{\rho_{ок} Q_{ок}}{\rho_{гор} Q_{гор}}.$$

Результаты испытаний представлены в таблице 4.4.1

Таблица 4.4.1 – Результаты испытаний

Воздух				Топливный газ				Горелка	
$P_{ок}$, кПа	$T_{ок}$, К	$Q_{ок}$, л/мин	$\rho_{ок}$, кг/м ³	$P_{гор}$, кПа	$T_{гор}$, К	$Q_{гор}$, л/мин	$\rho_{гор}$, кг/м ³	α	$T_{нс}$, К
351,548	290,2	62	4,221	99,926	288,1	3	1,285	4,65	694
376,587	294,6	62	4,454	100,326	288,3	4	1,288	3,68	723
393,428	296,1	62	4,630	100,410	288,7	5	1,287	3,06	802
410,617	298,5	62	4,793	100,386	288,9	6	1,286	2,64	817
424,054	299,4	62	4,935	100,490	289,2	7	1,286	2,33	941
461,863	303,0	62	5,386	104,359	290,1	10	1,287	1,78	899
310,421	287,8	8,1	3,880	100,065	288,2	3	1,285	0,55	854
380,067	294,9	62	4,490	101,112	291,0	14	1,286	1,06	920
343,217	288,1	34	4,149	100,325	289,4	8	1,283	0,94	920

На рисунке 4.4.1 приведено сравнение расчетных и экспериментальных значений температуры ПС на оси ($r=0$) модельной горелки. Экспериментальные значения температуры получены с хромель – алюмелевой термопары на расстоянии 15 мм от устья горелки.

Как видно из рисунка 4.4.1 максимальное отличие экспериментальных значений температуры (синие точки на графике) от расчетных составляет 8 %, что говорит о правильном выборе принятых технических решений.

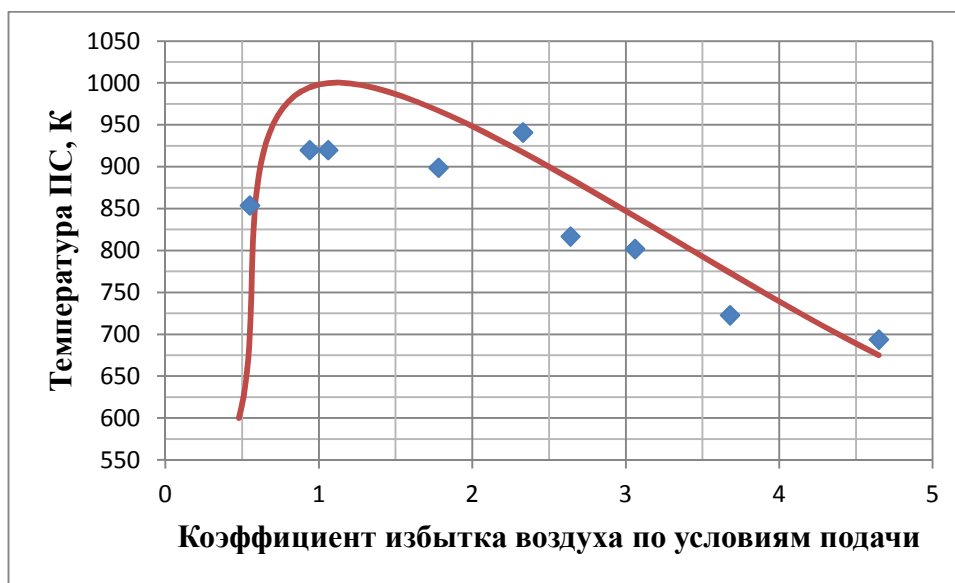


Рисунок 4.4.1 – Сравнение расчетных и экспериментальных значений температуры газа в зоне горения от коэффициента избытка воздуха

Экспериментально показано, что диапазон устойчивого горения ПНГ по коэффициенту избытка воздуха шире, чем предсказанный по теоретическим расчетам (таблица 2.5.1) На рисунке 4.4.2 показаны формы факела пламени при устойчивом горении ПНГ на режимах по коэффициенту избытка воздуха $\alpha = 0,27 \dots 4,65$. Видно, что с увеличением расхода воздуха факел становится устойчивым по форме с изменением цвета пламени от оранжевого до красного. При дальнейшем увеличении расхода пламя становится бесцветным.



4.4.2 – Формы факела пламени ПНГ на различных режимах горения

Для определения концентрации серосодержащих соединений в составе ПС использовался газоанализатор Testo – 340. Отбор проб проводился в выхлопной трубе на расстоянии 2,2 м от выходного сечения горелки при температуре (450 – 500) °С. На рисунке 4.4.3 приведено сравнение расчетных и экспериментальных данных по концентрации SO_2 в составе ПС.

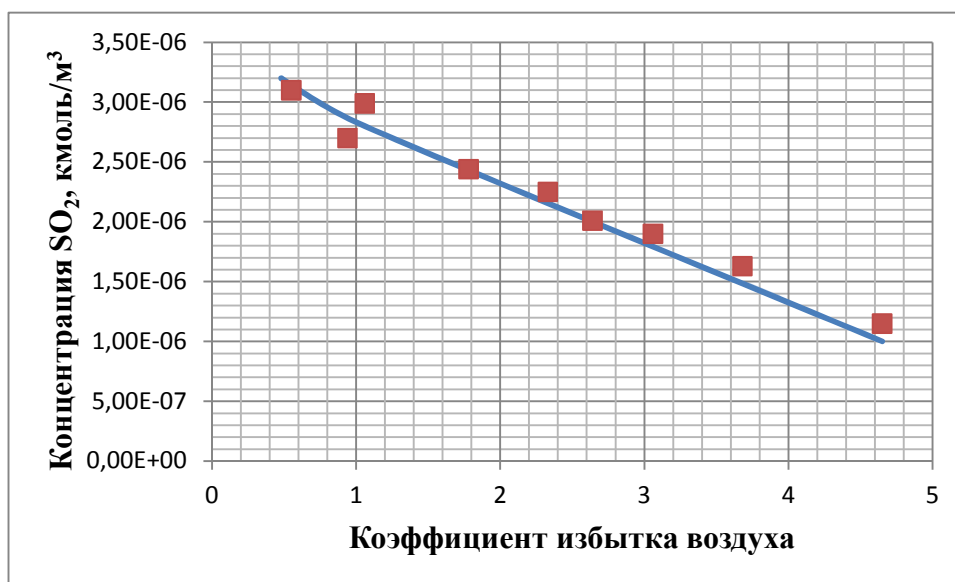


Рисунок 4.4.3 – Сравнение расчетных и экспериментальных значений концентрации SO_2 в зоне горения

Наибольшая концентрация наиболее коррозионно-активного SO_2 составила $3,2 \cdot 10^{-6}$ кмоль/м³ или 0,042 масс. % при $\alpha = 0,48$. Максимальная погрешность между экспериментальными и расчетными данными составляет 13 % при $\alpha = 4,65$.

По опубликованным экспериментальным данным скорость коррозионного уноса хромоникелевых сплавов составляет менее 0,5 мм/год при содержании SO_2 в составе ПС до 0,3 масс. %. Таким образом, при

толщинах конструктивных элементов 3-4 мм ресурс работы ГТУ составляет 4–5 лет при утилизации серосодержащих ПНГ.

Таким образом, в процессе испытаний экспериментально получен диапазон устойчивого горения ПНГ при коэффициентах избытка воздуха от 0,27 до 4,65, определены температура горения и концентрация наиболее коррозионно-активного SO_2 в этом диапазоне. Полученный диапазон значительно шире диапазона от 0,293 до 1,277, полученного расчетным способом. Этот факт можно объяснить усовершенствованием узла смещения горелки и более низким содержанием балластирующих компонентов в составе ПНГ. При испытаниях полноразмерной КС целесообразно определять состав ПНГ непосредственно перед его подачей в камеру и состав ПС на выходе из камеры.

4.5 Практические рекомендации по обеспечению ресурса утилизационных КС в составе ГТУ

Утилизационная КС должна надежно функционировать при сжигании ПНГ различных месторождений, отличающихся по составу, влажности и другим параметрам и обеспечивать ресурс работы установки до 45000 часов (капитальный ремонт 25000 часов). Проведенные исследования позволяют сформулировать следующие рекомендации по увеличению ресурса работы КС для сжигания ПНГ.

1. В универсальной многозонной КС, предназначенной для утилизации разнородных по составу ПНГ, коэффициент избытка воздуха в зоне горения должен иметь универсальное значение, общее для диапазонов концентрационных пределов горения ПНГ различных месторождений. Для разработанной КС таким значением является $\alpha=1,08$.

2. В реальных условиях эксплуатации универсальной многозонной КС контрольно-регулирующая аппаратура должна обеспечивать параметры подачи (давления, температуры, расходы) таким образом, чтобы в зоне горения были реализованы режимы с $\alpha=0,29\ldots 1,28$.

3. Численное моделирование рабочего процесса многозонной КС показало, что подбором условий подачи вторичного воздуха возможна локализация фронта пламени на некотором удалении от боковых стенок и выходного сечения. Это способствует уменьшению температуры огневой стенки до 1400 К - 1600 К при температуре в зоне развитого горения ~2000 К и уменьшению концентрации серосодержащих соединений в пристеночной зоне до 0,3 масс. %.

4. На основании полученных данных по условиям работы конструкционных материалов при сжигании ПНГ, с одной стороны, и обзора имеющихся данных по условиям применения материалов, с другой стороны, предлагается применение хромоникелевых сплавов с $\chi = 1,13 \dots 1,63$ (χ - отношение содержания никеля и хрома в материале) Изготовление ДСЕ КС толщиной 3-4 мм обеспечивает ресурс работы установки 4-5 лет.

5. Исследования показали, что для увеличения ресурса работы целесообразно применение антикоррозионных присадок. Присадки типа анилин в количестве до 0,1 масс. % снижают концентрацию серосодержащих веществ более чем на 10 %, при этом потребный годовой запас добавок составляет до 1000 кг/год.

6. Для исключения конденсированных фракций тяжелых углеводородов из состава ПНГ целесообразно применение теплообменника на входе в КС в составе ГТУ, горячим теплоносителем в котором являются выхлопные газы. Расчеты показали, что при условиях эксплуатации на малodeбитных месторождениях достаточно подогревать ПНГ до 160 °С.

Выводы

С помощью программного комплекса ANSYS Fluent и дополнительно разработанной программы определены и проанализированы параметры рабочего процесса по объему многозонной утилизационной КС. Дано описание смонтированного экспериментального стенда для исследований режимов горения разнородных по составу забалластированных ПНГ и других техногенных газов. Получены экспериментальные данные по температуре горения и составу ПС при сжигании ПНГ месторождения «Шемети - 2» Пермского края. Проведена верификация численных и экспериментальных данных, которая показала правильность принятых технических решений по многозонной утилизационной КС. Максимальная погрешность по температуре в зоне горения составила 8 % по концентрациям компонентов ПС – 8,2 %. Даны практические рекомендации по повышению ресурса КС в составе ГТУ для утилизации ПНГ на малодебитных месторождениях.

Заключение

1. Проведен информационно-аналитический обзор по проблемам утилизации серосодержащих, забалластированных, разнородных по составу ПНГ на малодебитных месторождениях, показавший нерешенность проблемы и позволивший сформулировать основные задачи исследования.
2. На основе анализа причин аварийного останова импортных энергоустановок и составов ПНГ на малодебитных месторождениях разработана методика проектирования универсальной КС для утилизации разнородных по составу нефтяных и техногенных газов с содержанием балластирующих компонентов до 40 %.
3. Предложена конструкция универсальной многозонной КС в составе отечественных ГТУ блочно-модульного типа, обеспечивающая устойчивость рабочего процесса и высокий ресурс при утилизации разнородных по составу нефтяных и техногенных газов. Для энергоустановки мощностью 145 кВт разработана конструкторская документация.
4. Реализовано численное моделирование рабочего процесса в объеме КС с использованием программного комплекса ANSYS Fluent и дополнительно разработанной программы для зоны горения с целью оптимизации рабочего процесса в КС.
5. Получены экспериментальные данные по параметрам горения ПНГ и составу ПС при режимах горения с $\alpha = 0,27 \dots 4,65$ в модельной горелке. Верификация численных и экспериментальных данных показала правильность принятых технических решений при разработке универсальных высокоресурсных КС.
6. Сформулированы практические рекомендации по обеспечению высокого ресурса работы утилизационных КС в составе отечественных ГТУ блочно – модульного типа на малодебитных месторождениях (45000 часов, капитальный ремонт 25000 часов).

7. Перспективы дальнейших разработок темы связаны с созданием модельного ряда универсальных КС различной мощности по предложенной методике и рекомендациям для утилизации ПНГ и других техногенных газов.

Список используемых источников

1. А газ и ныне там // Нефть и капитал. – 2008. - №1-2. С. 50-51.
2. Об особенностях исчисления платы за выбросы загрязняющих веществ, образующихся при сжигании на факельных установках и (или) рассеивании попутного нефтяного газа : [постановление Правительства РФ от 08.11.2012 № 1148]. – 2012. – 4 с.
3. Михайловский А.А., Корнев Г.А., Исаева Н.А. Рациональное использование попутного нефтяного газа: проектирование временного хранилища в нефтегазоконденсатном месторождении [Текст] // Георесурсы. – 2010. №4(36). - с.47-51.
4. Исаева Н.А. Разработка технологии и методов регулирования хранения попутного газа в пластах-коллекторах временных подземных хранилищ [Текст] // Автореферат диссертации. – 2011.
5. Лебедев К. Технология GAS-TO-LIQUID: Инновационная технология переработки газа // Институт финансовых исследований. [электронный ресурс] — URL: <http://www.ifs.ru/upload/thesis.pdf> (дата обращения 14.05.15).
6. Углеводородное сырье. [электронный ресурс] — URL:<http://www.mineral.ru/Analytics/worldtrend/122/176/technologii%20GTL.pdf> (дата обращения 14.05.15).
7. GTL технологии приходят в Россию. [электронный ресурс] — URL:http://data.investfunds.ru/comments/stocks/file/2013-05/energ_Review_070513.pdf (дата обращения 14.05.15).
8. Об утверждении перечня объектов, имеющих высокую энергетическую эффективность, для которых не предусмотрено установление классов энергетической эффективности : [постановление правительства РФ от 16 апреля 2012 г. № 308]. – 2012. – 1 с.
9. Налоговый кодекс Российской Федерации (часть первая) : [Статья 381 п.21 "" от 31.07.1998 N 146-ФЗ (ред. от 28.12.2013)]. – 1998. – 4 с.
10. Иванов Ю.В. Эффективное сжигание надслойных горючих газов в топках. Таллин: Эст-госиздонт, 1959. С 328.

11. Михеев В.П., Федоров В.И. Газовые щелевые горелки для природного газа. Л.: Недра, 1965. С 76.
12. Рыбаков Б. А., Буров В. Д., Рыбаков Д. Б. Особенности сжигания попутного нефтяного газа в газотурбинных установках// Турбины и дизели. – 2008. с. 2-8.
13. Рыбаков Б.А. Оптимизация и разработка методов расчета процесса смешения газовых сред при внедрении системы струй в поперечный поток. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. 1988.
14. Мингазов Б. Г. Камеры сгорания газотурбинных установок.-Казань: КГТУ, 2006.-220с.
15. Иноземцев А. А., Нихамкин М. А., Сандрацкий В. Л. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок. Том 2 Компрессоры. Камеры сгорания. Форсажные камеры. Турбины. Выходные устройства. – Москва: Машиностроение, 2008.- 367с.
16. Дэннис Дж. мл., Шнабель Р. Численные методы безусловной оптимизации и решения нелинейных уравнений: Пер. с англ. -М.:Мир,1988. - 440с.
17. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. - М.: Энергоатомиздат, 1984.-152с.
18. Турчак Л.И. Основы численных методов.- М.:Наука, 1987.-320с.
19. Шенг Д.С. Обзор численных методов решения уравнений Навье-Стокса для течений сжимаемого газа//Аэрокосмическая техника, 1986, №2. с.65-92.
20. Кондратьев В.Н. Определение констант скоростей газозфазных реакций. - М.: Наука, 1971.-96с.
21. Оран Э., Борис Дж. Численное моделирование реагирующих потоков. - М.: Мир, 1990.-660с.
22. Алемасов В. Е., Дрегаллин А. Ф., Черенков А. С. Основы теории физико-химических процессов в тепловых двигателях и энергетических установках. - М.:Химия, 2000. -520с.

23. Richtmyer R. D., Morton K. W., Difference Methods for Initial-Value Problems, New York, Interscience, 1967. [Имеется перевод: Рихтмайер Р., Мортон К. Разностные методы решения краевых задач,—М: Мнп 1972]
24. Kershaw D. S.T The Incomplete Cholesky —Conjugate Gradient Method for the Solution of Systems of Linear Equations. *J. Comp. Phys.*, 26, 43—65 (1978).
25. Varga R. S., Matrix Iterative Analysis, Englewood Cliffs, NJ, Prentice-Hall, 1962.
26. Oran E. S., Boris J. P., Theoretical and Computational Approach to Modeling Flame Ignition, in: Combustion in Reactive Svstems, Bowen J. R., Manson N.. Oppenheim A. K.. Soloukhin R. I. (eds.), 76, 154—171, Progress in Astronautics and Aeronautics, New York, AIAA, 1981.
27. Bayliss A., Turkel E., Far Field Boundary Conditions for Compressible Flows, in: Numerical Boundary Condition Procedures, Kutler P. (ed.), NASA Conference Publication 2201, Moffett Field, CA, NASA Ames Research Center, 1982.
28. Laskey K. J.. Oran E. S., Boris J. P., Approaches to Resolving and Tracking-Interfaces and Discontinuities, NRL Memorandum Report No. 5999, Washington, DC. Naval Research Laboratory, 1987.
29. Программный комплекс ANSYS Fluent 15.0 2013, Руководство пользователя//Москва, Тесис, 2013 г., 511 с.
30. Givi P. Model-free simulation of turbulent reacting flows. *Progress in Energyand Combustion Science* 1989;15:1–107.
31. Poinso T, Candel S, Trouve A. Applications of direct numerical simulation to premixed turbulent combustion. *Progress in Energy and Combustion Science* 1996;21:531–76.
32. Vervisch L, Poinso T. Direct numerical simulation of non-premixed turbulent flames. *Annual Review of Fluid Mechanics* 1998;30:655–91.
33. Steele RC, Cowell LH, Cannon SM, Smith CE. Passive control of combustion instability in lean-premixed combustors. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 2000;122:412–9.

34. Brookes SJ, Cant RS, Dupere IDJ, Dowling AP. Computational modeling of self-excited combustion instabilities. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 2001; 123:322–6.
35. Zhu M, Dowling AP, Bray KNC. Self-excited oscillations in combustors with spray atomizers. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 2001; 123:779–86.
36. Zhu M, Dowling AP, Bray KNC. Forced oscillations in combustors with spray atomizers. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 2002;124:20–30.
37. Zhu M, Dowling AP, Bray KNC. Transfer function calculations for aero-engine combustion oscillations. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 2005;127:18–26.
38. Brewster BS, Cannon SM, Farmer JR, Meng F. Modeling of lean premixed combustion in stationary gas turbines. *Progress in Energy and Combustion Science* 1999;25:353–85.
39. "Численное моделирование турбулентных течений" А. Ю. Снегирев Учебное пособие С.-Петербург Издательство Политехнического университета 2009г.
40. Smagorinsky J. General circulation experiments with the primitive equations. I. The basic experiment. *Monthly Weather Review* 1963;91:99.
41. Lilly DK. The representation of small-scale turbulence in numerical simulation experiments. In: *Proceedings of IBM scientific computing symposium on environmental science*; 1967. p. 195–210. Yorktown Heights, N.Y.
42. Erlebacher G, Hussaini MY, Speziale CG, Zang TA. Toward the large eddy simulation of compressible turbulent flows. *Journal of Fluid Mechanics* 1992;238:155–8.
43. Borghi R. Turbulent combustion modeling. *Progress in Energy and Combustion Science* 1988; 14:245–92.
44. Pope SB. Computations of turbulent combustion: progress and challenges. *Proceedings of the Combustion Institute* 1990; 23:591–612.

45. Bray KN. The challenges of turbulent combustion. Proceedings of the Combustion Institute 1996; 26:1–26.
46. Candel S, Thevenin D, Darabiha N, Veynante D. Progress in numerical combustion. Combustion Science and Technology 1999;149:297–337
47. Veynante D, Vervisch L. Turbulent combustion model. Progress in Energy and Combustion Science 2002; 28:193–266.
48. Bilger RW, Pope SB, Bray KNC, Driscoll JF. Paradigms in turbulent combustion research. Proceedings of the Combustion Institute 2005;30:21–42.
49. Charlette F, Meneveau C, Veynante D. A power-law flame wrinkling model for LES of premixed turbulent combustion. Part I: non-dynamic formulation and initial tests. Combustion and Flame 2002; 131:159–80.
50. Boger M, Veynante D, Boughanem H, Trouve A. Direct numerical simulation analysis of flame surface density concept for large eddy simulation of turbulent premixed combustion. Proceedings of the Combustion Institute 1998;27:917–25.
51. W.P. Jones and J.H. Whitelaw. Calculation Methods for Reacting Turbulent Flows: A Review. Combustion and Flame 48: 1-26, 1982.
52. K. N.C. Bray. Turbulent flows with premixed reactants In P.A. Libby and F. A. Williams, editors. Turbulent Reacting Flows. Springer, 1980.161F-S.B. Pope. Turbulent premixed flames. Annu. REV. Fluid Mech. Vol. 19, pp. 237-270. 1987.
53. R.W. Bilger Turbulent diffusion flames. Annu. Rev. Fluid Mech, Vol. 21. pp.101 -135, 1989.
54. Кондратьев В. Н., Никитин Е. Е. Кинетика и механизм газофазных реакций.-М.: Наука, 1974, 558 с.
55. Зельдович Я. Г., Баренблатт Г. И., Либрович В. Б., Махвиладзе Г. М. Математическая теория горения и взрыва.-М.: Наука, 1980, 478 с.
56. Magnussen B.F., and Hjertager B.H. On Mathematical Modelling of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion, Sixteenth Symposium (International) on Combustion, pp. 719-729, 1976.
57. Аксенов А.А., Похилко В.И., Тишин А.П. Исследование двухступенчатого сжигания метана в вихревой горелке. Труды 2-й

Российской национальной конференции по теплообмену, Москва, 26-30 октября 1998, т.3, с.161-164

58. Magnussen B.F. (2005) " The Eddy Dissipation Concept. A bridge between science and technology" // Invited paper at ECCOMAS Thematic Conference on computational Combustion, Lisbon, June 21-24, 2005, 25 p.

59. Натанзон М.С. Неустойчивость горения.- М.: Машиностроение, 1986.- 250с.

60. Программный комплекс Астра 4. Моделирование химических и фазовых равновесий при высоких температурах // Москва, изд. МГТУ им. Н. Э Баумана, 1991г., 50 с.

61. ГОСТ 29328-92 Установки газотурбинные для привода турбогенераторов. – М.: ИПК Издательство стандартов, 1992. – 10 с.

62. Разработка камеры сгорания МГТЭА на попутном нефтяном газе: отчет о НИР / Р. В. Бульбович, Н. Л. Бачев, О. А. Бетинская (О. А. Зуева). – Пермь: Пермский национальный исследовательский политехнический университет, 2014. – 39 с.

63. О. А. Бетинская (О. А. Зуева), Н. Л. Бачев, Р. В. Бульбович, А. М. Ключевников. Разработка газотурбинной установки для утилизации нефтяного газа с выработкой электрической и тепловой энергии на малодобитных месторождениях // Нефтяное хозяйство. – 2014. – вып. 1084. – С. 98-101.

64. Пчелкин Ю. М. Камеры сгорания ГТД. -М.: издательство МВТУ им. Н. Э. Баумана, 1984.-92 с.

65. Сударев А. В., Антоновский В. И. Камеры сгорания газотурбинных установок. Теплообмен. – Л.: Машиностроение, 1985.-272с.

66. О. А. Бетинская (О. А. Зуева), Н. Л. Бачев, Р. В. Бульбович, А. М. Ключевников. Выбор геометрических и режимных параметров камеры сгорания для утилизации попутного нефтяного газа / Вестник ПНИПУ Аэрокосмическая техника. – 2013. – №34. – С. 40-51.

67. О. А. Бетинская (О. А. Зуева), Н. Л. Бачев, Р. В. Бульбович, А. М. Клещевников. Выбор геометрических, режимных и тепловых параметров высокоресурсной камеры сгорания для утилизации ПНГ / Газовая промышленность. – 2013. – № 698. – С. 94-97.
68. О. А. Бетинская (О. А. Зуева), Н. Л. Бачев, Р. В. Бульбович, А. М. Клещевников. Теплообмен в камере сгорания для утилизации попутного нефтяного газа / Вестник ПНИПУ Аэрокосмическая техника. – 2013. – №34. – С. 52 - 63.
69. Блох А. Г. Тепловые излучения в котельных установках. – Л.: Энергия, 1967. – 325с.
70. Антоновский В. И. Расчет теплового излучения пламени в камерах сгорания газотурбинных установок// Первый межведомственный научно-технический семинар по проблемам низкоэмиссионных камер сгорания газотурбинных установок.- 2004.- С. 1-9.
71. Антоновский В. И., Акулов В. А., Шведков В. Н. Результаты стендовых испытаний камеры сгорания ГТЭ-150 при среднемассовой температуре продуктов сгорания 1100°С// Труды ЦКТИ.- 1990.- вып. 261.- С. 151-156.
72. Антоновский В. И., Асосков В. А., Пеков С. М. и др. Камера сгорания ГТЭ-150. Испытания на стенде ЦКТИ// Труды ЦКТИ.- 2002.- вып. 284.- С. 54-71.
73. О. А. Бетинская (О. А. Зуева). Концентрационные пределы горения попутных нефтяных газов / Вестник ПНИПУ Аэрокосмическая техника. – 2014. – №37. – С. 140-153.
74. О. А. Бетинская (О. А. Зуева), Н. Л. Бачев, Р. В. Бульбович. Пределы устойчивого горения нефтяных газов / Нефтяное хозяйство. – 2014. – 1089. – С. 64-66.
75. Померанцев В. В., Арефьев К. М., Адмедов Д. Б. Основы практической теории горения.-Л.: Энергоатомиздат, 1986.-312с.
76. Хзмалян Д. М., Каган Я. А. Теория горения и топочные устройства.-М.: Энергия, 1976.-487с.

77. Розловский А. И. Основы техники взрывобезопасности при работе с горючими газами и парами. – М.: Химия, 1980.-324с.
78. Блинов Е. А. Топливо и теория горения.-СПб.: Изд-во СЗТУ, 2007.-119с.
79. ГОСТ 12.1.039-82. Пожарная безопасность. Методы расчета концентрационных пределов воспламенения газов и паров.-М.: Издательство стандартов, 1983.-17с.
80. Воробьева Г. Я. Коррозионная стойкость материалов в агрессивных средах химических производств. – М.: Химия, 1975. – 816 с.
81. ГОСТ 5632-72 Стали высоколегированные и сплавы коррозионностойкие, жаростойкие и жаропрочные. – М.: ИПК Издательство стандартов, 1972. – 60 с.
82. Рослик А.К. Механизм «катастрофического» окисления металлов и сплавов в серосодержащих газовых средах: автореф. дис. канд. физ.-мат. Наук / Уральский государственный университет. – Свердловск: УГУ, 1984. – 64 с.
83. Алцибеева А.И., Левин С.З. Ингибиторы коррозии металлов: справочник. – Л. : Химия, 1968. – 265 с.
84. Сталл Д., Вестрам Э., Зинке Г. Химическая термодинамика органических соединений. – М. : Мир, 1971. – 807 с.
85. О. А. Бетинская (О. А. Зуева), Н. Л. Бачев, Р. В. Бульбович, А. М. Клещевников. Способы увеличения ресурса работы микрогазотурбинного энергетического агрегата при утилизации попутного нефтяного газа / Газовая промышленность. – 2013. – № 692, спецвыпуск. – С. 30-34.
86. Лебединский Е. В., Калмыков Г. П., Мосолов С. В. Рабочие процессы в жидкостном ракетном двигателе и их моделирование. / Под ред. Коротеева А. С.-М.: Машиностроение, 2008, 512.
87. О. А. Бетинская, Н. Л. Бачев, Р. В. Бульбович. Трехмерная модель исследования рабочего процесса в камере сгорания для утилизации нефтяного газа / Нефтяное хозяйство. – 2015. – вып. 1097. – С. 96-99.

88. Н. Л. Бачев, О. А. Бетинская, Р. В. Бульбович. Стационарная трехмерная модель горения топливных газов / Журнал Вестник ПНИПУ Аэрокосмическая техника. – 2015. – №41. – С. 103-119.
89. Н. Л. Бачев, О. А. Бетинская, Р. В. Бульбович. Численное моделирование рабочего процесса в камере сгорания для утилизации попутного нефтяного газа / // Инженерно-физический журнал. – 2016. – Т. 89, №1. – С. 212-220.
90. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости.-М.: Энергоатомиздат, 1984, 152. (S. Patankar. Numerical heat transfer and fluid flow.: Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1980, 152).

Компонентные составы ПНГ некоторых месторождений Пермского края

139

Приложение Б

(справочное)

Технические параметры ГТУ мощностью 145 кВт

Наименование параметра	Размерность	Величина
1	2	3
Степень сжатия компрессора	–	3,5
Коэффициент полноты давления на входе в компрессор	-	0,97
Абсолютное давление воздуха на входе в компрессор	кПа	98,657
Абсолютное давление воздуха на выходе из компрессора	кПа	345,3
Температура воздуха на входе в компрессор	°С К	15,0 288,0
Температура воздуха на выходе из компрессора	°С К	170,0 443,0
Массовый расход воздуха через компрессор	кг/с	2,539
Адиабатный напор компрессора	кДж/кг	124,504
Адиабатная мощность компрессора	кВт	316,116
КПД компрессора	-	0,80
Мощность турбины на привод компрессора	кВт	395,145
Абсолютное давление рабочего тела на входе в турбину турбокомпрессора	кПа	328
Абсолютное давление рабочего тела на выходе из турбины турбокомпрессора	кПа	117
Степень понижения давления турбины турбокомпрессора	–	2,8
Температура рабочего тела на входе в турбину турбокомпрессора	°С К	700,0 973,0
Температура рабочего тела на выходе из турбины турбокомпрессора	°С К	480,0 753,0
КПД турбины турбокомпрессора	–	0,78
Массовый расход рабочего тела через турбину турбокомпрессора	кг/с	2,563
Адиабатная работа турбины турбокомпрессора	кДж/кг	284,6
Адиабатная мощность турбины турбокомпрессора	кВт	729,5
Параметры КС		
Массовый расход горючего	кг/с	0,024
Массовый расход циклового воздуха	кг/с	2,539
Массовый расход газа на выходе из КС	кг/с	2,563

Продолжение таблицы

1	2	3
Температура газа на выходе из КС	°С	700,0
	К	973,0
Абсолютное давления газа на выходе из КС	кПа	328,0
Коэффициент полноты давления КС	-	0,95
Коэффициент избытка окислителя	-	7,1
Полнота сгорания топлива	-	0,98
Полезная тепловая мощность	кВт	947,7
Параметры редуктора		
Передаваемая мощность редуктора	кВт	168,6
Частота вращения входного вала редуктора	об./мин	22500
КПД редуктора	—	0,97
Передаточное число редуктора	—	15,0
Параметры электрогенератора		
Мощность электрогенератора	кВт	145,0
Частота вращения ротора электрогенератора	об./мин	1500
КПД электрогенератора	—	0,86
Общие параметры ГТУ		
Массовый расход горючего	кг/с	0,024
Электрическая мощность ГТУ	кВт	145,0
Электрический КПД ГТУ	—	0,153

В таблице 2.3.1 приведены номинальные значения параметров при работе на расчетном режиме, соответствующем нормальным атмосферным условиям по ISO 2314-89: температура воздуха 15°С, полное абсолютное атмосферное давление 101325 Па, относительная влажность воздуха 60%.

Приложение В

(справочное)

Режимные и геометрические параметры универсальной КС

Название параметра	Размерность	Величина
1	2	3
Общие параметры		
Массовый расход воздуха	кг/с	2,539
Объемный расход воздуха	м ³ /с	0,935
	м ³ /ч	3366
Давление воздуха на входе в КС	кПа	345,3
Температура воздуха на входе в КС	К	443
	°С	170
Плотность воздуха на входе в КС	кг/м ³	2,96
Массовый расход топливного газа	кг/с	0,024
Объемный расход топливного газа	м ³ /с	0,017
	м ³ /ч	61
Давление топливного газа на входе в КС	кПа	400
Температура топливного газа на входе в КС	К	288
	°С	15
Давление на выходе из КС	кПа	328
Температура на выходе из КС	К	973
	°С	700
Коэффициент избытка окислителя на выходе из КС	-	7,1
Среднее давление в КС	кПа	336,7
Массовый расход ПС	кг/с	2,563
Внутренний диаметр ЖТ	м	0,460
Длина ЖТ	м	0,953
Толщина ЖТ	м	0,003
Внутренний диаметр кожуха	м	0,549
Толщина кожуха	м	0,003
Ширина кольцевого зазора между кожухом и ЖТ	м	0,042
Неравномерность температурного поля по поперечному сечению на выходе из КС	-	0,17
Стехиометрическое соотношение компонентов	-	14,9
Коэффициент расхода щели и отверстий	-	0,8
Зона №1 (зона горения, штатная горелка ГДК-0,6Д)		
Массовый расход воздуха	кг/с	0,386
Массовый расход топливного газа	кг/с	0,024
Массовый расход ПС	кг/с	0,410
Коэффициент избытка окислителя	-	1,08

Продолжение таблицы

1	2	3
Температура ПС	К °С	2386 2113
Плотность ПС	кг/м ³	0,478
Скорость ПС	м/с	6,216
Длина (от устья горелки)	м	0,400
Время пребывания	с	0,036
Зона №2 (зона разбавления)		
Массовый расход вторичного воздуха	кг/с	1,044
Массовый расход топливного газа	кг/с	-
Массовый расход ПС	кг/с	1,454
Коэффициент избытка окислителя	-	4
Температура ПС	К °С	1223 950
Плотность ПС	кг/м ³	0,952
Скорость ПС	м/с	9,2
Время пребывания	с	0,029
Длина	м	0,27
Скорость вторичного воздуха	м/с	80,2
Потребная площадь отверстий	м ²	0,0055
Количество отверстий	-	70
Количество рядов отверстий	-	1
Диаметр отверстий	м	0,010
Шаг расположения отверстий	м	0,02
«Просвет» между отверстиями	м	0,01
Зона №3 (зона разбавления)		
Массовый расход вторичного воздуха	кг/с	0,537
Массовый расход топливного газа	кг/с	-
Массовый расход ПС	кг/с	1,991
Коэффициент избытка окислителя	-	5,5
Температура ПС	К °С	1125 852
Плотность ПС	кг/м ³	1,036
Скорость ПС	м/с	11,6
Время пребывания	с	0,012
Длина	м	0,13
Скорость вторичного воздуха	м/с	29,8
Потребная площадь отверстий	м ²	0,008
Количество отверстий	-	73
Количество рядов отверстий	-	1

Продолжение таблицы

1	2	3
Диаметр отверстий	м	0,012
Шаг расположения отверстий	м	0,02
«Просвет» между отверстиями	м	0,008
Зона №4 (зона разбавления)		
Массовый расход вторичного воздуха	кг/с	0,465
Массовый расход топливного газа	кг/с	-
Массовый расход ПС	кг/с	2,456
Коэффициент избытка окислителя	-	6,8
Температура ПС	К °С	984 711
Плотность ПС	кг/м ³	1,185
Скорость ПС	м/с	12,5
Время пребывания	с	0,011
Длина	м	0,13
Скорость вторичного воздуха	м/с	39,2
Потребная площадь отверстий	м ²	0,005
Количество отверстий	-	70
Количество рядов отверстий	-	1
Диаметр отверстий	м	0,010
Шаг расположения отверстий	м	0,021
«Просвет» между отверстиями	м	0,011
Зона №5 (зона разбавления)		
Массовый расход вторичного воздуха	кг/с	0,107
Массовый расход топливного газа	кг/с	-
Массовый расход ПС	кг/с	2,563
Коэффициент избытка окислителя	-	7,1
Температура ПС	К °С	973 700
Плотность ПС	кг/м ³	1,198
Скорость ПС	м/с	9,1
Время пребывания	с	0,002
Длина	м	0,02
Скорость вторичного воздуха	м/с	1,4

Приложение Г
(справочное)

Параметры теплового состояния КС для сжигания ПНГ

Параметр	Размер- ность	Величина			
		Зона 2	Зона 3	Зона 4	Зона 5
1	2	3	4	5	6
Величины, относящиеся к излучению					
Длина зон	м	0,270	0,130	0,130	0,023
Относительная длина	-	0,705	0,842	0,980	1,0
Коэффициент избытка окислителя	-	4,0	5,5	6,8	7,1
Среднемассовая температура ПС	°С	950,0	852,0	711,0	700,0
	К	1223,0	1125,0	984,0	973,0
Полнота сгорания	-	0,98	0,98	0,98	0,98
Объемная доля H_2O в составе ПС	-	0,051	0,030	0,027	0,026
Объемная доля CO_2 в составе ПС	-	0,043	0,024	0,023	0,022
Массовая доля C в топливе	-	0,83	0,83	0,83	0,83
Массовая доля H в топливе	-	0,16	0,16	0,16	0,16
Степень черноты ЖТ (внутренняя сторона)	-	0,85	0,85	0,85	
Степень черноты ЖТ (наружная сторона)	-	0,67	0,67	0,67	
Степень черноты корпуса (внутренняя сторона)	-	0,63	0,63	0,63	0,63
Эффективная длина пути луча	м	0,471	0,471	0,471	0,471
Коэффициент ослабления излучения смесью трехатомных газов	-	1,307	0,952	1,041	1,048
Коэффициент ослабления излучения частицами сажи	-	0,053	0,042	0,037	0,030
Степень черноты ПС	-	0,43	0,34	0,36	0,36
Коэффициент макронеравномерности температуры	-	0,987	0,989	0,990	0,990
Коэффициент микронеравномерности температуры	-	1,005	1,006	1,007	1,004
Эффективная температура излучения ПС	°С	941,0	846,0	708,4	694,2
	К	1214,0	1119,0	981,4	967,2
Приведенный коэффициент излучения между ЖТ и корпусом	-	0,481	0,481	0,481	

Продолжение таблицы

1	2	3	4	5	6
Величины, относящиеся к конвективному теплообмену между ПС и ЖТ					
Расход ПС	кг/с	1,453	1,990	2,456	2,563
Коэффициент динамической вязкости	$10^{-4} \cdot \text{Па} \cdot \text{с}$	0,464	0,439	0,415	0,415
Удельная изобарная теплоемкость	Дж/(кг·К)	1225,5	1201,6	1178,2	1178,2
Коэффициент теплопроводности	Вт/(м·К)	0,081	0,076	0,070	0,070
Коэффициент теплообмена между ПС и ЖТ	Вт/(м ² ·К)	31,4	39,4	45,0	33,9 (кожух)
Величины, относящиеся к конвективному теплообмену в кольцевом канале					
Расход воздуха при обтекании	кг/с	1,109	0,572	0,107	
Коэффициент динамической вязкости	$10^{-4} \cdot \text{Па} \cdot \text{с}$	0,172	0,172	0,172	
Удельная изобарная теплоемкость	Дж/(кг·К)	1008,0	1008,0	1008,0	
Коэффициент теплопроводности	Вт/(м·К)	0,024	0,024	0,024	
Коэффициент теплообмена между воздухом и ЖТ	Вт/(м ² ·К)	46,2	27,2	7,1	
Коэффициент теплообмена между воздухом и корпусом	Вт/(м ² ·К)	46,2	27,2	7,1	
Общие параметры теплового состояния					
Конвективный тепловой поток от ПС в ЖТ	кВт/м ²	7,6	6,9	2,3	1,9 (кожух)
Лучистый тепловой поток от ПС в ЖТ	кВт/м ²	28,4	13,5	3,2	3,1 (кожух)
Лучистый тепловой поток от ЖТ в корпус	кВт/м ²	11,7	7,1	2,1	
Конвективный тепловой поток от ЖТ во вторичный воздух	кВт/м ²	24,4	13,4	3,3	
Конвективный тепловой поток от корпуса во вторичный воздух	кВт/м ²	4,1	4,1	1,3	
Конвективный тепловой поток от корпуса в окружающую среду	кВт/м ²	7,6	3,0	0,8	5,0
Температура ЖТ	°С К	706,6 979,6	675,6 948,6	660,4 933,4	
Температура воздуха в кольцевом канале	°С К	178,5 451,5	182,8 455,8	188,7 461,7	
Температура корпуса	°С К	566,1 839,1	588,9 861,9	635,4 908,4	645,2 918,2
Температура ПС	°С К	950,0 1223,0	852,0 1125,0	711,0 984,0	700,0 973,0